



**Politecnico
di Torino**

Politecnico di Torino

Corso di Laurea in Ingegneria Meccanica

DIPARTIMENTO ENERGIA

A.a. 2022/2023

Tesi di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

Sessione di Laurea Ottobre 2023

Simulazione del circuito di lubrificazione di un prototipo di motore motociclistico

Relatori:

Massimo Rundo
Roberto Finesso

Candidato:

Michele Rizzo

Ringrazio la mia famiglia per i sacrifici e la fiducia riposta in me, i miei amici per il conforto e la condivisione non solo del percorso universitario ma di tutta la mia vita.

Infine ci tengo a ringraziare i miei relatori, il professore Massimo Rundo e il professore Roberto Finesso per la loro completa disponibilità durante lo svolgimento della tesi.

Michele Rizzo

SOMMARIO

L'obiettivo dell'elaborato è quello di modellare in ambiente di simulazione il circuito di lubrificazione di un motore a combustione interna.

L'attività è stata svolta presso il laboratorio di Oleodinamica del Politecnico di Torino utilizzando il software Simcenter Amesim.

L'oggetto di studio è stato progettato dall'azienda Tesi Technology ed è un prodotto ancora in fase di sviluppo per future applicazioni nel settore motociclistico.

Il documento si compone di quattro capitoli che vengono sintetizzati di seguito.

Nel primo capitolo si introduce il concetto di lubrificazione nei motori a combustione interna, concentrandosi principalmente sulla lubrificazione di tipo forzata, la quale è più comune nei motori a quattro tempi utilizzati per la propulsione. Vengono inoltre illustrate le principali grandezze motoristiche che influenzano la scelta del fluido di lavoro.

Nel secondo capitolo si fornisce una descrizione dettagliata dell'intero impianto di lubrificazione del motore, con particolare attenzione alla geometria dei condotti e alle funzionalità delle varie parti. L'analisi condotta in questa fase è stata fondamentale per determinare la tipologia di componente da selezionare nel modello di simulazione.

Il terzo capitolo introduce brevemente i passaggi necessari per creare un modello all'interno del software Simcenter Amesim e si concentra sul tema principale dell'attività, ossia la modellazione dell'impianto di lubrificazione tramite il software. Per ogni componente, vengono specificati i parametri di funzionamento richiesti e le relazioni analitiche correlate.

Infine, nel quarto capitolo, vengono presentati e discussi i risultati ottenuti dalle simulazioni eseguite nei punti di funzionamento del motore indicati dal costruttore. Si pone particolare attenzione ai livelli di pressione raggiunti nel circuito e alle richieste di portata delle diverse utenze.

Indice

SOMMARIO.....	3
CAPITOLO 1.....	6
INTRODUZIONE ALLA LUBRIFICAZIONE NEI MOTORI A COMBUSTIONE INTERNA.....	6
1 Scopi della lubrificazione nei motori a combustione interna.....	6
1.1 Il fluido di lavoro.....	7
1.1.1 Fluidi lubrificanti per motori a combustione interna.....	9
1.2 Lubrificazione forzata.....	11
1.2.1 Motori a carter secco.....	13
CAPITOLO 2.....	15
Il circuito di lubrificazione del motore Tesi V3.....	15
2 Cenni sul progetto Tesi V3.....	15
2.1 Il circuito di lubrificazione del motore Tesi V3.....	15
2.1.1 Gruppo pompa di alimentazione e pompe di recupero.....	16
2.1.2 Galleria principale.....	20
2.1.3 Albero a gomiti.....	21
2.1.4 Supporti di banco.....	23
2.1.5 Supporti di biella.....	26
2.1.6 Ugelli di raffreddamento pistoni.....	27
2.1.7 Supporti di contralbero.....	28
2.1.8 Lubrificazione della testa.....	29
2.1.9 Circuito di lubrificazione della testa del cilindro 2.....	30
2.1.10 Circuito di lubrificazione della testa dei cilindri 1 e 3.....	33
2.1.11 Fori di alimentazione albero primario e secondario del cambio.....	35
CAPITOLO 3.....	37
IL MODELLO AMESIM DEL CIRCUITO DI LUBRIFICAZIONE DEL MOTORE TESI V3.....	37
3.1 Introduzione a Simcenter Amesim.....	37
3.2 Introduzione del modello del circuito di lubrificazione del motore Tesi V3.....	40
3.3 Analisi del modello.....	42
3.3.1 Il fluido di lavoro.....	42
3.3.2 Modelli Amesim per i condotti del circuito di lubrificazione.....	43
3.3.3 Gruppo di alimentazione e condizionamento.....	46

3.3.3.2	Valvola limitatrice di pressione.....	55
3.3.4	Galleria principale.....	57
3.3.5	Condotti albero a gomiti	58
3.3.6	Modelli impiegati per i cuscinetti del circuito di lubrificazione.....	60
3.3.7	Ugelli di raffreddamento dei pistoni	66
3.3.8	Circuito per l'alimentazione della distribuzione del motore.....	68
CAPITOLO 4.....		70
Analisi dei risultati del modello Amesim del circuito di lubrificazione		70
4.	Introduzione	70
4.1	Valori di portata e pressione nel circuito di lubrificazione	71
4.2	Verifica della pompa di mandata ed eventuale utilizzo di una pompa a cilindrata variabile	81
4.3	Definizione della pressione di apertura dei getti di raffreddamento dei pistoni	86
Conclusioni		90
Bibliografia		91
Testi.....		91
Tesi.....		91
Manuali Software.....		91

CAPITOLO 1

INTRODUZIONE ALLA LUBRIFICAZIONE NEI MOTORI A COMBUSTIONE INTERNA

1 Scopi della lubrificazione nei motori a combustione interna

Il compito principale svolto dalla lubrificazione nei motori a combustione interna è la riduzione dell'attrito generato tra le interazioni dei vari accoppiamenti metallici in moto relativo (canna/stantuffo, fasce elastiche/cilindro ecc.).

In aggiunta, previene la corrosione delle superfici metalliche tramite formazione di un film di olio lubrificante e consente di asportare il calore generato dalla combustione nelle zone del motore in cui il circuito di raffreddamento non agisce, come ad esempio sul cielo dei pistoni, sui perni di biella e sui perni di banco.

Nella figura 1 vengono mostrati i condotti ricavati all'interno dell'albero a gomiti per lubrificare i perni di biella (cj) e i perni di banco (CJ); il flusso di lubrificante proveniente dal circuito di lubrificazione del motore entra assialmente e si distribuisce radialmente nei perni di banco e di biella.

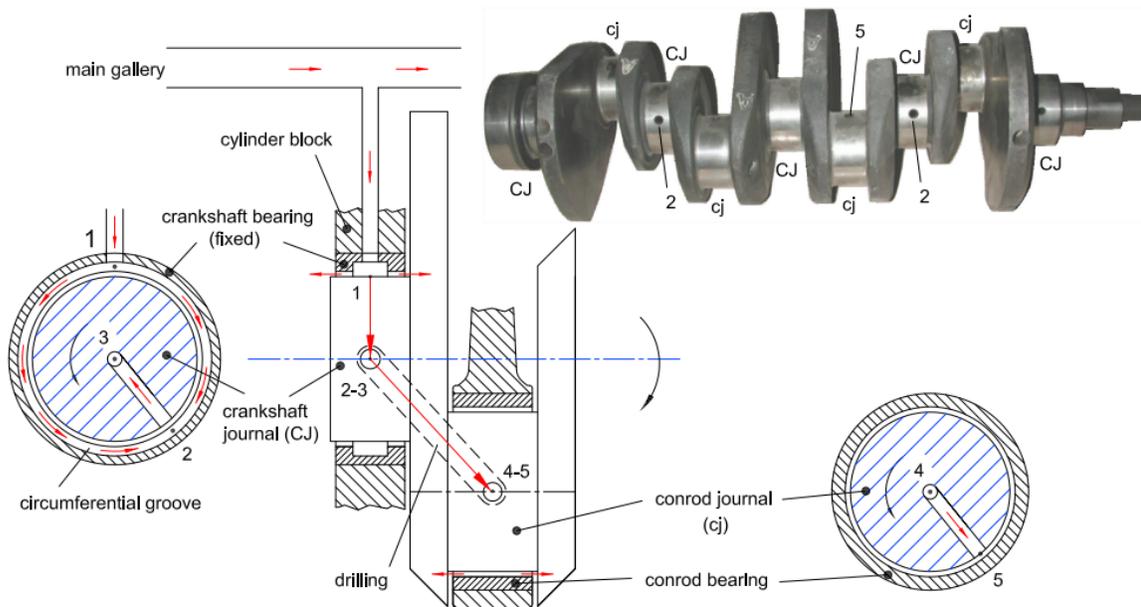


Figura 1: Condotti di lubrificazione realizzati all'interno dell'albero a gomiti [1]

1.1 Il fluido di lavoro

I fluidi usati in oleodinamica svolgono le seguenti funzioni:

- Trasporto energetico
- Lubrificazione
- Asportazione di calore

La norma ISO 15380 classifica i fluidi di lavoro in tre categorie:

- H - olio a base minerale
- HE-oli biodegradabili
- HF-oli resistenti alla fiamma

Inoltre, assegna ad ogni lubrificante una classe corrispondente alla viscosità del fluido a 40°C con un margine del 10% come mostrato in figura 2. Dal diagramma doppio-logaritmico si nota che la viscosità del fluido diminuisce all'aumentare della temperatura.

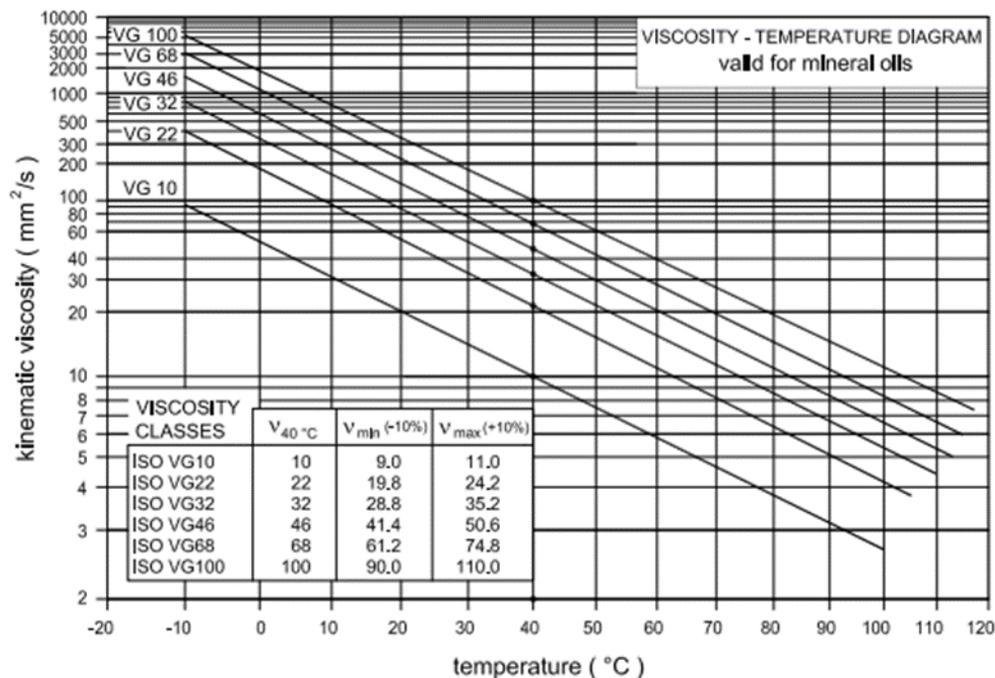


Figura 2: Andamento della viscosità cinematica in funzione della temperatura [1]

In generale, considerando un sistema composto da elementi che necessitano di lubrificazione, la viscosità del lubrificante viene influenzata da due aspetti:

- Impiego del sistema
- Condizioni di carico

Un esempio sono i riduttori di velocità industriali composti da ruote dentate metalliche.

Essi vengono impiegati per la trasmissione della potenza lavorando spesso a basse velocità e carichi elevati; il lubrificante va scelto con la giusta viscosità in ordine di ridurre l'attrito nella zona di contatto dei denti delle ruote e in aggiunta per prevenire effetti di corrosione come illustrato in figura 3.

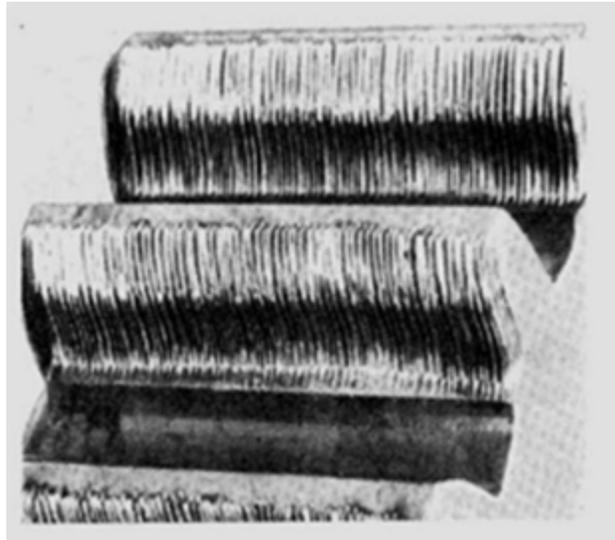


Figura 3: Effetti di usura corrosiva su ruota dentata

Ulteriore esempio sono i cuscinetti impiegati nei supporti dell'albero a gomiti o sulle bielle dei motori a combustione interna. Questi devono lavorare in condizioni di lubrificazione idrodinamica per minimizzare l'attrito e l'usura.

Si possono distinguere tre tipi di lubrificazione

- limite: si verifica quando due superfici in movimento relativo sono molto vicine l'una all'altra. In questa situazione si verifica il contatto metallo-metallo causando attrito e usura.
- idrodinamica: si verifica quando le superfici in movimento sono separate da un meato di lubrificante. Il meato se sufficientemente spesso evita il contatto diretto tra le superfici, riducendo così notevolmente l'attrito e l'usura.
- mista: è un regime di lubrificazione che si colloca tra la lubrificazione limite e la lubrificazione idrodinamica. In questa situazione, il meato è parzialmente presente ma non abbastanza spesso da garantire una separazione completa delle superfici in movimento.

In figura 4 sono presenti due curve che rappresentano la capacità di carico del cuscinetto in funzione dell'altezza minima del meato che si forma tra le superfici metalliche del cuscinetto e dell'albero in rotazione [1].

Considerando la curva a bassa viscosità, si nota che, aumentando il carico dal valore F_1 fino al valore F_2 si genera una riduzione dell'altezza minima del meato tale per cui non viene assicurata la lubrificazione idrodinamica come invece desiderato per il funzionamento dei cuscinetti. A parità di aumento di carico F_2 con la curva avente viscosità maggiore si ha una minore riduzione dell'altezza del meato garantendo il funzionamento del sistema in regime di lubrificazione idrodinamica.

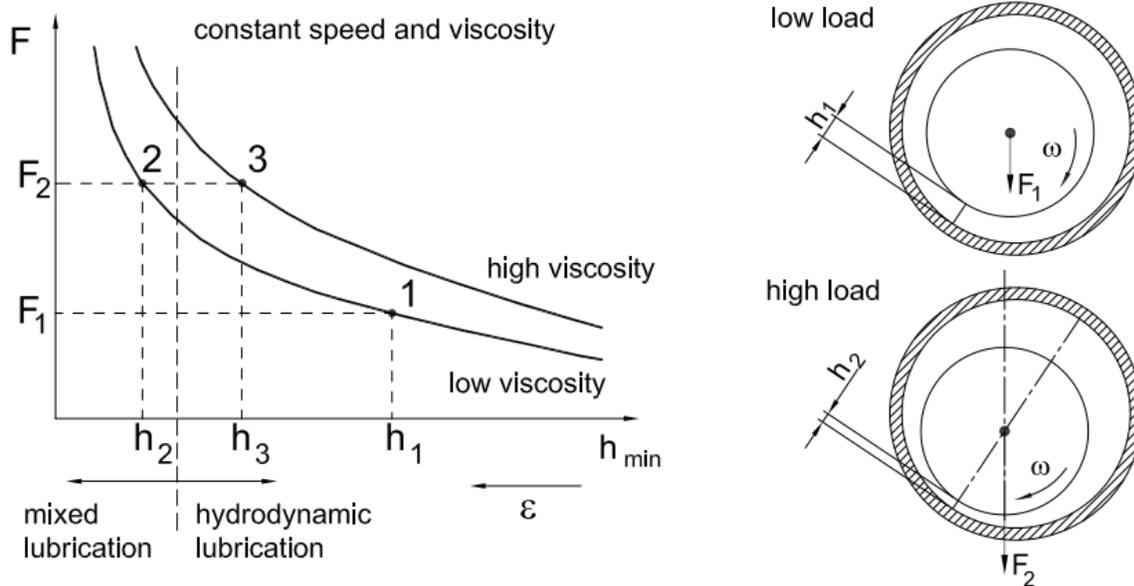


Figura 4: Effetto dalla viscosità sulla capacità di carico nei cuscinetti [1]

1.1.1 Fluidi lubrificanti per motori a combustione interna

Nel circuito di lubrificazione dei motori a combustione interna il fluido di lavoro è olio. Dal punto di vista chimico è costituito da una base di idrocarburi con aggiunta di additivi. La base può essere di tipo:

- Minerale se ottenuta da processi di distillazione del petrolio
- Sintetica se ottenuta da processi chimici in laboratorio

I requisiti richiesti sono:

- Bassa variabilità della viscosità con la temperatura
- Elevate proprietà antiusura
- Elevate proprietà antiossidanti
- Elevata untuosità
- Elevata azione detergente
- Elevata proprietà antiruggine
- Basso tenore di ceneri

La viscosità è il parametro principale per la scelta dell'olio in un motore a combustione interna poiché è sensibile alla temperatura di funzionamento che varia da -40°C fino a 150°C . Per ridurre la dipendenza ed attenuare le variazioni di viscosità con la temperatura vengono aggiunti al lubrificante degli additivi.

Le gradazioni SAE (Society of Automotive Engineers) forniscono un modo standardizzato per classificare la viscosità degli oli motore e aiutano a garantire che venga utilizzato il lubrificante corretto per le diverse condizioni di temperatura come mostrato in tabella 1.

Tabella 1: Definizione delle gradazioni SAE [1]

Gradazione SAE	Viscosità (cP) a bassa temperatura(°C)	Viscosità minima (cSt) a basso sforzo tangenziale a 100°C	Viscosità massima (cSt) a basso sforzo tangenziale a 100°C	Viscosità minima (cSt) ad alto sforzo tangenziale a 150 °C
0W	6200 a -35	3.8		
5W	6600 a -30	3.8		
10W	7000 a -25	4.1		
15W	7000 a -20	5.6		
20W	9500 a -15	5.6		
25W	13000 a -10	9.3		
20		5.6	9.3	2.6
30		9.3	12.5	2.9
40		12.5	16.3	2.9 ^a – 3.7 ^b
50		16.3	21.9	3.7
60		21.9	26.1	3.7

a per 0W-40, 5W-40 e 10W-40

b per 15W-40, 20W-40, 25W-40 e 40

1.2 Lubrificazione forzata

La lubrificazione nei motori a quattro tempi utilizzati nel settore automobilistico e motociclistico è forzata; il ricircolo dell'olio all'interno del circuito di lubrificazione viene affidato ad un sistema di alimentazione e condizionamento. In figura 5 viene mostrato un esempio del circuito di lubrificazione di un motore a quattro tempi 16V.

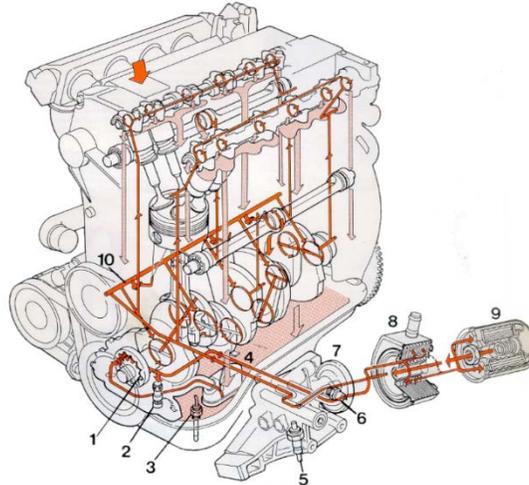


Figura 5: Circuito di lubrificazione a carter umido di un motore a benzina 16V [1]

Per comprendere il percorso dell'olio dal sistema di stoccaggio alle utenze vengono presi in considerazione gli elementi principali:

- la coppa dell'olio (4)
- gruppo di alimentazione e condizionamento (1,2,8,9)
- galleria principale (10)

Il gruppo di alimentazione e condizionamento è costituito essenzialmente da:

- una pompa ad ingranaggi (1) in collegamento diretto con l'albero a gomiti
- una valvola limitatrice di pressione (2) collegata al ramo di mandata della pompa
- un filtro (9)
- uno scambiatore di calore (8)

La pompa viene azionata dall'albero motore e aspira olio dalla coppa.

Sulla mandata della pompa la limitatrice ha il compito di limitare la pressione del fluido ogni qualvolta si superi un determinato livello.

Successivamente l'olio entra prima in uno scambiatore di calore acqua-olio, dopo all'interno di un filtro, avente la funzione di mantenere costante il livello di contaminazione del lubrificante, per essere poi avviato assialmente all'interno della galleria principale parallela all'albero a gomiti.

Dalla galleria principale l'olio viene distribuito a tutte le utenze del motore attraverso dei condotti trasversali.

In figura 6 viene presentato schematicamente il gruppo di alimentazione e condizionamento GAC del circuito di lubrificazione distinguendo due casi:

- valvola limitatrice chiusa (a)
- valvola aperta in regolazione (b)

Durante la regolazione la limitatrice commuta da una posizione iniziale chiusa ad una posizione finale parzialmente aperta smaltendo la portata in eccesso fornita dalla pompa.

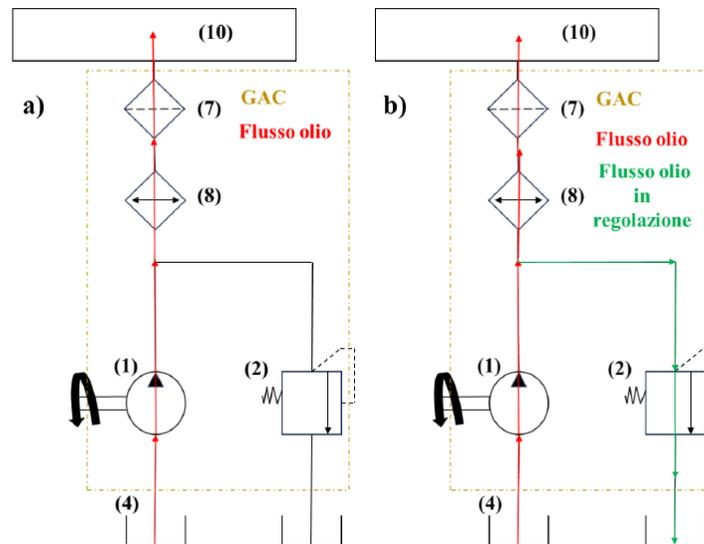


Figura 6: Percorso del lubrificante durante il funzionamento del motore

In base allo stoccaggio del fluido la lubrificazione forzata si divide in:

- Motori a carter umido
- Motori a carter secco

Nei motori a carter umido l'olio viene stoccato all'interno della coppa ricavata nel carter; il rientro dell'olio avviene per effetto della gravità.

Nei motori a carter secco l'olio viene stoccato in un serbatoio esterno al motore tramite l'impiego di pompe di recupero le quali aspirano una miscela di olio e aria.

In figura 7 vengono presentati i circuiti per le due soluzioni.

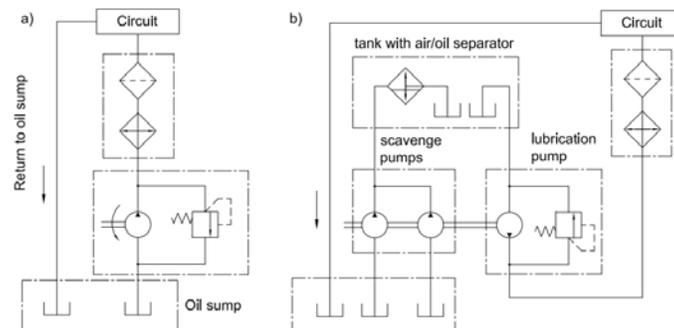


Figura 7: Circuito a carter umido (a) circuito a carter secco (b) [1]

1.2.1 Motori a carter secco

La soluzione a carter secco trova maggiore impiego in veicoli sportivi in quanto garantisce lubrificazione continua al circuito anche in condizioni di guida estrema.

Per il carter umido invece, l'elemento critico è la coppa dell'olio, poiché essendo ricavata nel basamento deve essere necessariamente di forma bassa e larga come mostrato in figura 8.

In caso di brusche frenate o elevate accelerazioni, tutto l'olio si potrebbe spostare su un lato del serbatoio lasciando scoperta la bocca di aspirazione della pompa e causando danni al motore.



Figura 8: Esempio di coppa dell'olio per un motore a carter umido

Come anticipato nel paragrafo precedente nei circuiti di lubrificazione a carter secco sono presenti delle pompe di recupero. Per massimizzare la quantità di olio rimossa dal carter motore le pompe di recupero vengono dimensionate con cilindrata complessiva maggiore rispetto alla pompa di alimentazione con conseguente aspirazione di una miscela di aria e olio. Viene inserito un degasatore centrifugo che ha la funzione di separare l'aria dall'olio come mostrato in figura 9.

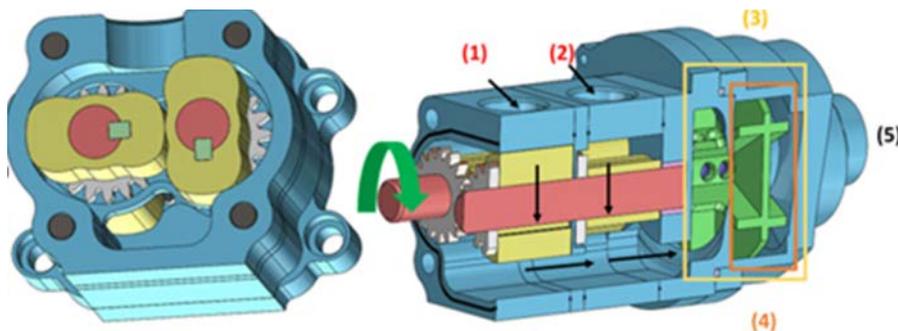


Figura 9: Sezione di una pompa di recupero a lobi con separatore centrifugo [1]

I lobi di entrambi gli stadi di aspirazione vengono azionati dal motore e aspirano dalle bocche 1 e 2 la miscela di aria e olio. Il degasatore 3 è costituito da una girante che per effetto della forza centrifuga spinge l'olio verso l'esterno.

L'uscita dell'olio dalla bocca 4 praticata sul coperchio è radiale mentre l'aria viene espulsa in direzione assiale.

Il vantaggio di non avere la coppa dell'olio riduce l'ingombro verticale del motore consentendo al propulsore di essere installato più in basso. La riduzione dell'altezza da terra del baricentro consentirà al veicolo di avere più aderenza sulle ruote.

CAPITOLO 2

Il circuito di lubrificazione del motore Tesi V3

2 Cenni sul progetto Tesi V3

Il motore Tesi V3 è un progetto ideato dall'azienda Tesi Technology per applicazioni nel campo motociclistico.

L'obiettivo è quello di mantenere lo stesso livello di performance di un motore pluricilindrico riducendo gli ingombri.

È prevista la realizzazione di due versioni, una termica con ciclo di lavoro quattro tempi e un'altra ibrida per la quale verrà rilasciato successivamente un brevetto.

Per accordi di riservatezza nel presente paragrafo non verranno inserite immagini di dettaglio.

I dati di targa del motore vengono riportati di seguito in tabella 2.

Tabella 2: Dati di targa motore Tesi V3

Dati di targa motore Tesi V3	
Architettura	V
Numero di cilindri	3
Cilindrata (cm ³)	800
Potenza (hp)	140
Velocità minima (rpm)	1000
Velocità massima (rpm)	11500

2.1 Il circuito di lubrificazione del motore Tesi V3

Il propulsore Tesi V3 è un motore a carter secco con lubrificazione di tipo forzata.

Il circuito di lubrificazione del propulsore è mostrato in figura 10 e viene alimentato con olio 15W30 mediante una pompa di alimentazione azionata dal motore. Il collegamento non è in asse ma è presente una trasmissione a catena.

Una volta lubrificate le utenze, l'olio viene aspirato e stoccato in un serbatoio esterno tramite un doppio stadio in parallelo di pompe di recupero.

Sul ramo di mandata della pompa di alimentazione (2) sono presenti una valvola limitatrice di pressione tarata per intervenire a 6.5 bar e il gruppo di condizionamento (4) composto da un filtro e uno scambiatore di calore; qui l'olio viene filtrato e trattato termicamente per poi fare il suo ingresso nella galleria principale (5).

Attraverso i condotti trasversali collegati alla galleria principale, l'olio viene distribuito a tutte le utenze presenti nel circuito di lubrificazione.

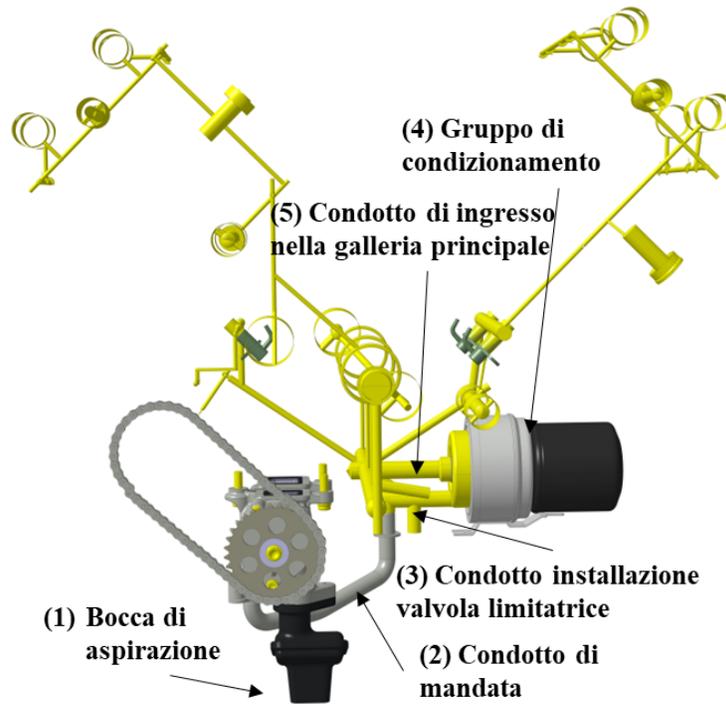


Figura 10: Circuito di lubrificazione del motore Tesi V3

2.1.1 Gruppo pompa di alimentazione e pompe di recupero

Il gruppo pompa del circuito di lubrificazione mostrato in figura 11 è composto da tre Gerotor collegate in parallelo.

La pompa di alimentazione fornisce olio per garantire la corretta lubrificazione delle utenze collegate al circuito, mentre quelle di recupero lo aspirano una volta utilizzato e lo trasferiscono in un serbatoio esterno al motore.

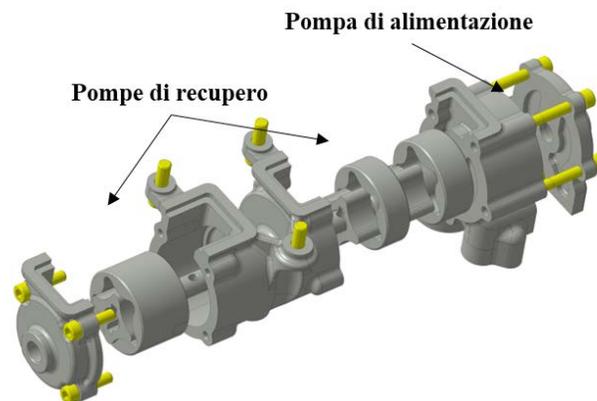


Figura 11: Gruppo pompa di alimentazione e pompe di recupero del circuito di lubrificazione del motore Tesi V3

Le macchine Gerotor nel funzionamento da pompa lavorano con pressioni normalmente inferiori a 10 bar e con velocità fino a 15000 giri/min. Sono costituite da un rotore con dentatura esterna e un anello con dentatura interna risultando compatte e con un basso grado di irregolarità della portata.

L'azionamento delle pompe del circuito è mostrato in figura 12 e si realizza tramite una catena di collegamento tra l'albero a gomiti e l'albero del gruppo.

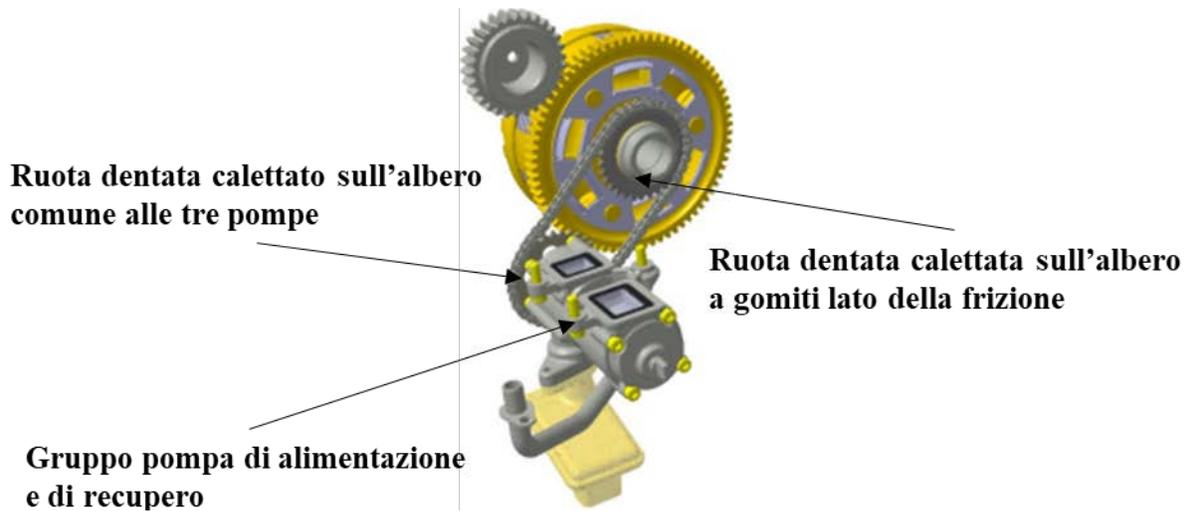


Figura 12: Collegamento tra il gruppo pompa di alimentazione e pompe di recupero con l'albero a gomiti dal lato della frizione

Il campo di funzionamento del gruppo è ricavabile considerando il rapporto di trasmissione di 0.54 e la velocità massima e minima del motore con le equazioni 1 e 2:

$$w_{p,min} = \tau \cdot w_{m,min} = 540 \text{ rpm} \quad (1)$$

$$w_{p,max} = \tau \cdot w_{m,max} = 6210 \text{ rpm} \quad (2)$$

dove w_p è la velocità angolare della pompa, τ il rapporto di trasmissione e w_m la velocità angolare del motore.

I dati geometrici della pompa di alimentazione sono riportati in tabella 3:

Tabella 3: Geometria della pompa di alimentazione

Geometria pompa di alimentazione Gerotor	
Cilindrata geometrica ($cm^3/giro$)	6.48
Numero di denti anello interno	4
Numero di denti rotore esterno	5

Per quanto riguarda le pompe di recupero, esse vengono escluse dall'analisi e dalla modellazione del circuito; il loro compito è quello di aspirare olio e stoccarlo non apportando contributi in termini di pressione al circuito di lubrificazione.

In figura 13 viene mostrato in rosso il percorso seguito dall'olio a partire dall'ambiente di aspirazione della pompa fino all'ingresso nella galleria principale.

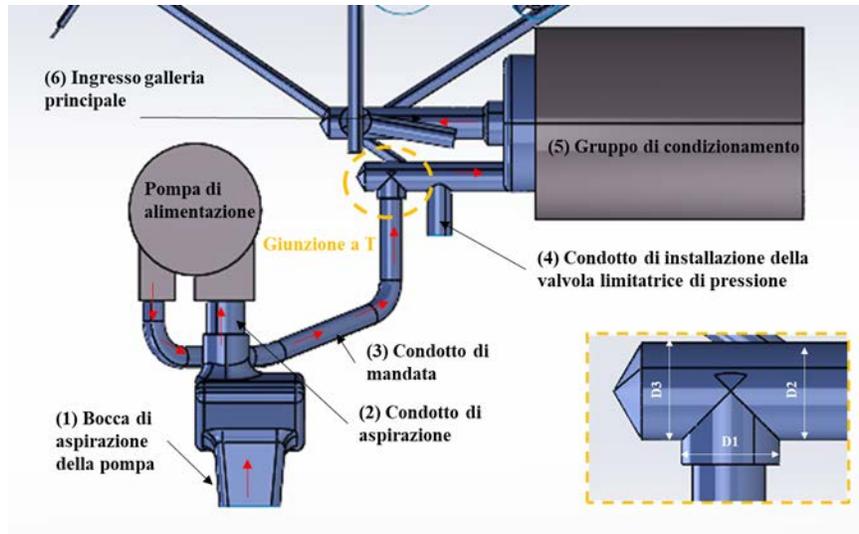


Figura 13: Percorso seguito dall'olio a partire dall'ambiente di aspirazione fino alla galleria principale del circuito di lubrificazione del motore Tesi V3

Il motore aziona la pompa che aspira una portata di olio dalla bocca di aspirazione e la invia sul ramo di mandata 3.

L'olio attraverso una giunzione a T raggiunge il gruppo di condizionamento 5, viene filtrato, trattato termicamente e infine introdotto nella galleria principale.

In una pompa a cilindrata fissa, la portata mandata al circuito aumenta con la velocità di rotazione come espresso dall'equazione 3 [1]:

$$Q = \frac{V}{1 + \frac{k}{G}} \cdot w \quad (3)$$

V : cilindrata della pompa

G : permeabilità complessiva del carico (circuito e gruppo di condizionamento)

k : coefficiente che tiene conto delle fughe

w : velocità di rotazione della pompa

Per evitare sovraccarichi alle alte velocità di rotazione, viene inserita una valvola limitatrice di pressione nel condotto di mandata della pompa in modo tale da smaltire l'eccesso di portata generata. La taratura della valvola è tale da limitare la pressione al valore di 6.5 bar.

Il sistema costituito dalla pompa di alimentazione, dalla valvola limitatrice, dal filtro, dallo scambiatore di calore e da tutti i condotti di collegamento costituiscono il gruppo di alimentazione e condizionamento del circuito di lubrificazione.

Tabella 4: Diametri condotti del gruppo di alimentazione e condizionamento

Diametro condotti gruppo di alimentazione e condizionamento	
$D_{aspirazione}$ (mm)	16
$D_{mandata}$ (mm)	9
Giunzione a T	
D_1 (mm)	9
D_2 (mm)	12
D_3 (mm)	12

2.1.2 Galleria principale

La galleria principale nel circuito di lubrificazione dei motori a combustione interna è un passaggio attraverso il quale l'olio viene distribuito per garantire la lubrificazione di tutte le parti in movimento.

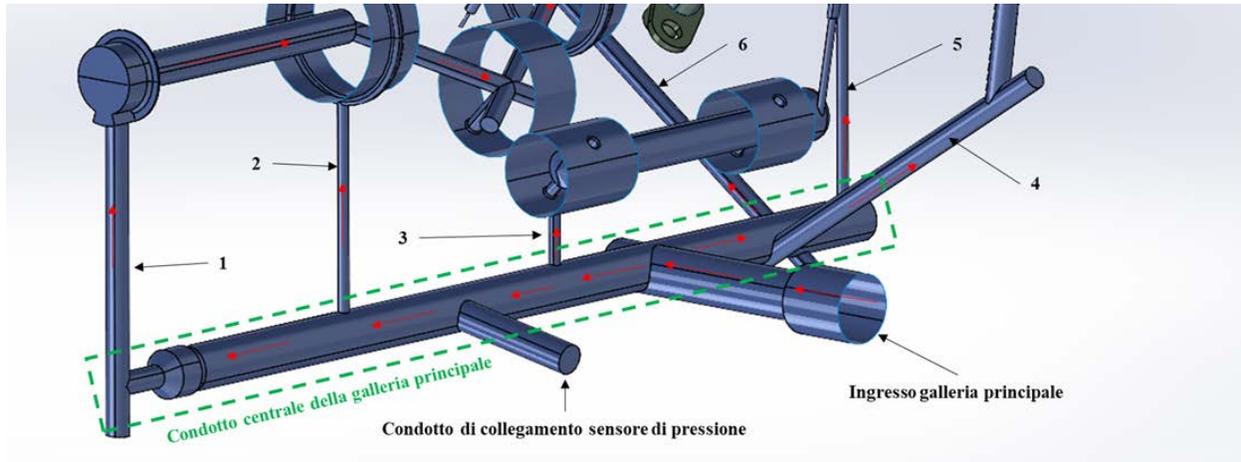


Figura 14: Disegno cad della galleria principale del circuito di lubrificazione del motore Tesi V3

In figura 14 è illustrato in rosso il percorso dell'olio all'interno della galleria principale.

Il fluido in uscita dal gruppo di condizionamento entra nella galleria e si distribuisce prima nel condotto centrale di diametro 12 mm e lunghezza 270 mm e poi nei condotti trasversali 1, 2, 3, 4, 5 e 6.

Il condotto 1 alimenta i canali interni dell'albero a gomiti lubrificando i supporti di biella.

Tramite i condotti 2, 3 e 5 l'olio raggiunge i supporti di banco, il condotto 4 alimenta i getti di raffreddamento dei pistoni dei cilindri 1 e 3, i supporti di contralbero e le utenze della distribuzione dei cilindri 1 e 3. Infine, con il condotto 6, vengono lubrificati gli ingranaggi del cambio sull'albero primario, sull'albero secondario e il getto di raffreddamento del pistone del cilindro 2.

Tabella 5: Diametri dei condotti trasversali collegati alla galleria principale

Condotti trasversali galleria principale	
Condotto	D (mm)
1	6
2-3-5	3
4	6
6	5

2.1.3 Albero a gomiti

Gli alberi a gomiti nei motori a combustione interna sono realizzati in modo tale da permettere la circolazione dell'olio internamente mediante dei canali. Lo scopo principale è quello di lubrificare i perni di biella e di banco.

In figura 15 è mostrata la sezione dell'albero a gomiti del motore Tesi V3 e sono visibili i condotti interni e i fori di alimentazione per i perni e i supporti di biella.

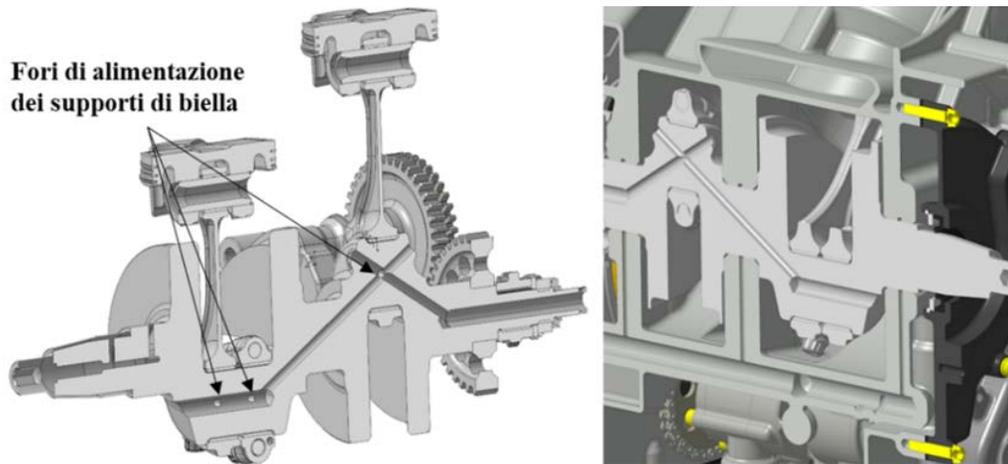


Figura 15: Sezione dell'albero a gomiti del motore Tesi V3

Per analizzare il percorso del lubrificante all'interno dell'albero a gomiti si consideri lo schema in figura 16 dove con CJ sono indicati i perni di banco mentre con cj i perni di biella.

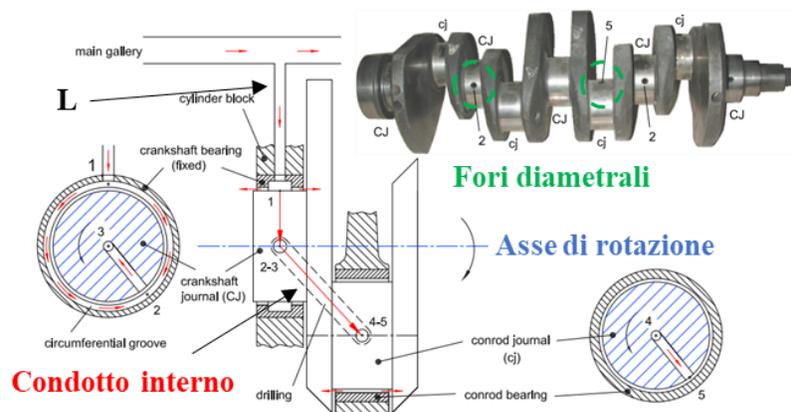


Figura 16: Schema di distribuzione del lubrificante all'interno dell'albero motore di un motore a combustione interna [1]

Il supporto di banco viene alimentato dalla galleria principale mediante il condotto L, l'olio entra dal foro 1, si distribuisce sulla scanalatura circonferenziale e lubrifica il perno di banco CJ.

In corrispondenza dell'asse di rotazione dell'albero a gomiti è praticato un foro diametrale 2 sul perno di banco CJ attraverso il quale il lubrificante può entrare nel condotto interno dell'albero a gomiti; successivamente, raggiunge il supporto di biella uscendo dal secondo foro diametrale 5 presente sul perno di biella cj assicurando lubrificazione del supporto e del perno di biella cj.

Dal momento che l'albero a gomiti durante il suo funzionamento ruota, la distribuzione di pressione del fluido al suo interno è influenzata dalle forze centrifughe:

- diminuisce nel tratto da 1 a 2 poiché il flusso è centripeto
- aumenta nel tratto da 2 a 4 poiché il flusso è centrifugo.

Per il calcolo si consideri la figura 17 dove troviamo un condotto rotante al quale viene collegato un altro condotto con all'interno una massa infinitesima di fluido dm e lunga dx .

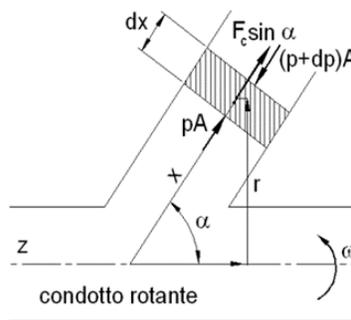


Figura 17: Equilibrio di una massa infinitesima di fluido all'interno di un condotto rotante [1]

Trascurando le cadute di pressione dovute agli attriti, l'equazione di equilibrio rispetto all'asse z del condotto rotante è:

$$p \cdot A - (p + dp)A + F_c \cdot \sin \alpha = 0 \quad (4)$$

p : pressione

A : sezione del condotto

La forza centrifuga può essere valutata con l'espressione 4:

$$F_c = \omega^2 r dm = \omega^2 x \sin \alpha \rho A dx \quad (5)$$

r : distanza della massa infinitesima dm rispetto all'asse z

ρ : densità del fluido

Sostituendo l'espressione (5) nell'equazione di equilibrio (4) si ottiene:

$$dp = \rho \cdot (\omega \cdot \sin \alpha)^2 \cdot x \cdot dx \quad (6)$$

Integrando l'espressione 6, tra una quota x_0 dove si ipotizza una pressione p_0 e una quota generica x , si ottiene la distribuzione di pressione all'interno dei condotti dell'albero a gomiti avente andamento quadratico con la distanza dall'asse di rotazione:

$$p = p_0 + \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot \omega^2 \cdot (r^2 - r_0^2) \quad (7)$$

2.1.4 Supporti di banco

L'albero a gomiti è sostenuto da tre supporti di banco denominati MJ1, MJ2 e MJ3.

Essi sono collegati alla galleria principale tramite dei condotti e nella parte interna è presente una scanalatura circonferenziale di alimentazione.

Un esempio è mostrato in figura 18 dove è presente uno dei supporti di banco e in rosso il percorso seguito dal lubrificante.

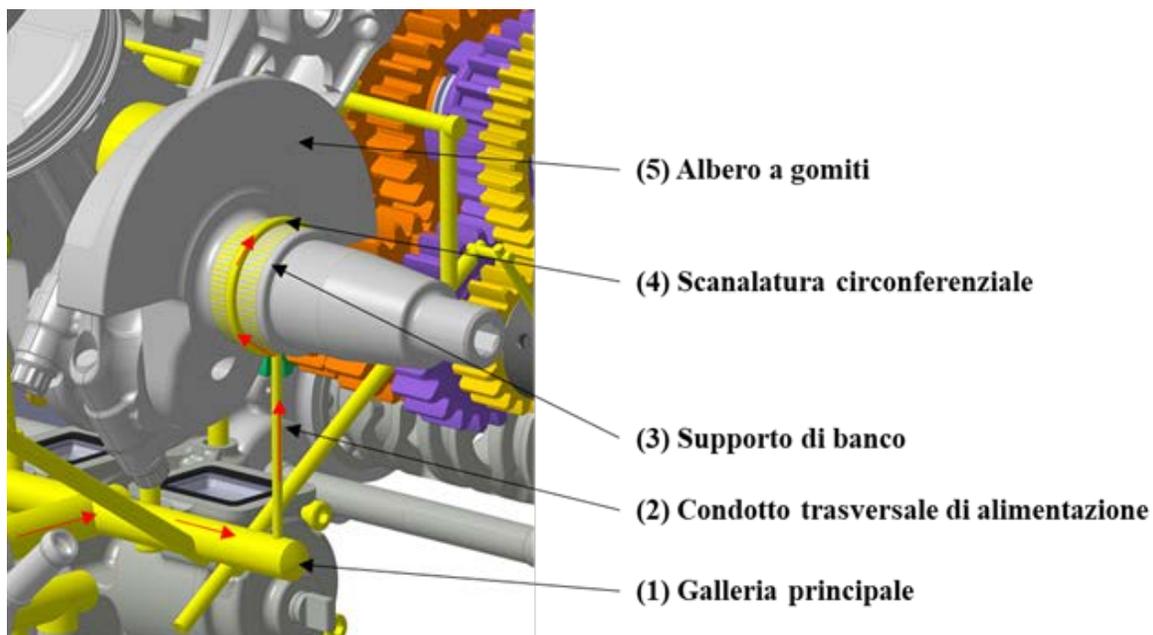


Figura 18: Esempio di supporto di banco con scanalatura circonferenziale del motore Tesi V3

L'olio, a partire dalla galleria principale, entra nel condotto di collegamento con il supporto, si distribuisce nella scanalatura circonferenziale e lubrifica il perno di banco sul quale è installato.

Dal punto di vista geometrico, MJ1, MJ2 e MJ3 hanno un diametro di 37 mm, una lunghezza di 18 mm e una scanalatura circonferenziale di spessore pari a 3 mm.

Per accordi di riservatezza non si possiedono immagini reali dei supporti di banco del motore Tesi V3; tuttavia, per comprendere la geometria, viene inserita la figura 19 dove è presente un supporto di banco di un motore motociclistico relativo ad una attività di tesi condotta al Politecnico di Torino [3]:

- D è il diametro del supporto
- L è la larghezza del supporto
- S è lo spessore della scanalatura circonferenziale

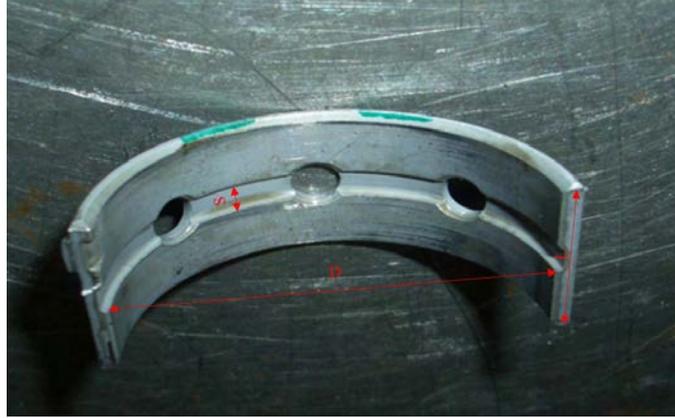


Figura 19: Semi parte di un cuscinetto di banco con scanalatura circonferenziale per applicazioni motociclistiche [3]

I cuscinetti sono visti dal circuito di lubrificazione come dei meati laminari in cui si ha proporzionalità diretta tra la portata e la caduta di pressione.

Al fine di valutare la portata di alimentazione del supporto, si consideri lo schema in figura 20 proveniente del testo in bibliografia [1].

In particolare, si ha un perno di raggio R_i che ruota con una velocità ω all'interno di un cuscinetto di raggio R_e . Tra i due elementi è interposto un meato di olio con viscosità μ .

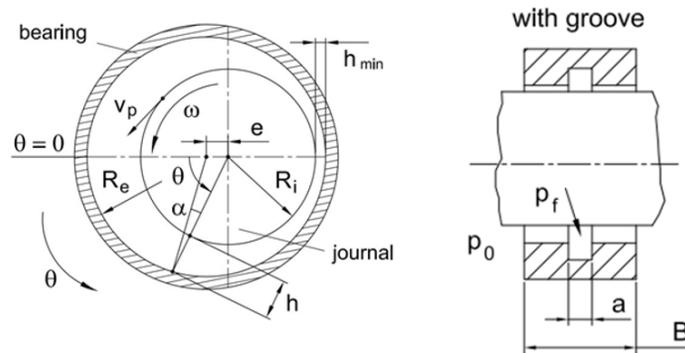


Figura 20: Schema di un accoppiamento lubrificato perno-cuscinetto [1]

La portata di alimentazione in un cuscinetto con scanalatura circonferenziale può essere valutata con l'equazione 8 [1]:

$$Q = \frac{2 \cdot \pi \cdot R_e \cdot c^3 \cdot p_f \cdot (1 + 1.5 \cdot \varepsilon^2)}{3 \cdot (B - a) \cdot \mu} \quad (8)$$

Dove p_f è la pressione all'ingresso del meato, B è larghezza del cuscinetto e a è lo spessore della scanalatura.

Il termine ε è il rapporto di eccentricità ricavabile tramite l'equazione 9:

$$\varepsilon = \frac{e}{c} \quad (9)$$

c : gioco radiale
 e : eccentricità

In figura 21 viene confrontata la distribuzione di pressione nel caso in cui si ha alimentazione con scanalatura o con un foro. Si nota che la scanalatura interrompe la distribuzione di pressione con conseguente riduzione della capacità di carico del supporto.

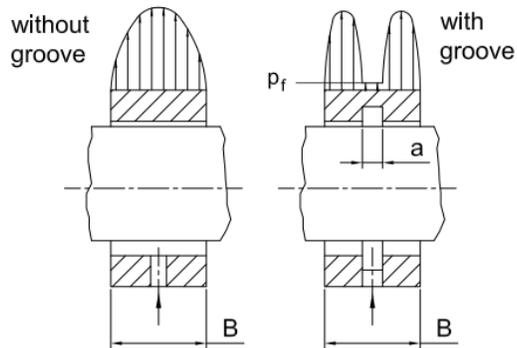


Figura 21: Cuscinetti alimentati da singolo foro e da scanalatura con le relative distribuzioni di pressione [1]

2.1.5 Supporti di biella

Nel circuito di lubrificazione sono presenti tre supporti di biella nominati CP1, CP2 e CP3. L'alimentazione è data da fori ricavati sui perni di biella e vengono raggiunti dall'olio attraverso i condotti interni presenti nell'albero a gomiti descritti in precedenza.

La sezione dell'albero a gomiti del motore Tesi V3 è mostrata in figura 22 e in rosso è rappresentato il percorso del lubrificante. L'olio in uscita dalla galleria principale, entra nell'albero a gomiti, raggiunge i fori di alimentazione ricavati sui perni di biella lubrificando l'accoppiamento biella/supporto.

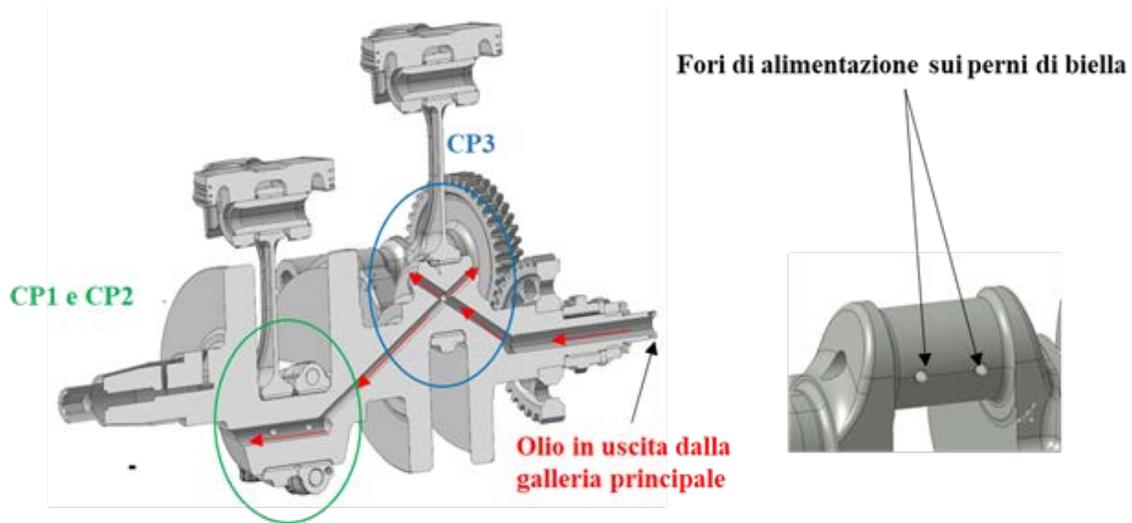


Figura 22: Sezione dell'albero a gomiti del motore Tesi V3

In questo caso per valutare la portata di alimentazione in letteratura [1] viene proposta la formula empirica di Martin-Lee riportata di seguito:

$$Q_p = 0.675 \cdot \left(0.4 + \frac{d_f}{B}\right)^{1.75} \cdot \frac{h_f^3 \cdot p_f}{\mu} \quad (10)$$

dove h_f è l'altezza del meato in corrispondenza del foro di alimentazione di diametro .

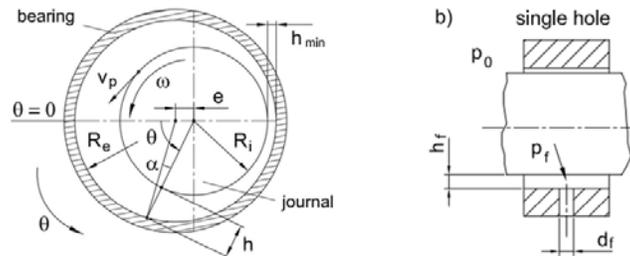


Figura 23: Schema di un accoppiamento lubrificato perno-cuscinetto [1]

2.1.6 Ugelli di raffreddamento pistoni

Le temperature di picco raggiunte durante la fase di combustione in un motore ad accensione comandata possono essere comprese tra 2000 K e 2500 K.

Non tutti gli elementi del motore vengono raggiunti dal fluido refrigerante del circuito di raffreddamento come, ad esempio, la parte inferiore del cielo dello stantuffo dove la temperatura può essere di circa 350-400 °C. In questo caso, il calore è asportato dotando il circuito di lubrificazione con ugelli che puntano nella zona di interesse e inviano una portata di olio refrigerante.

Per avere un adeguato scambio termico bisogna inviare una portata di olio dipendente dalla potenza del motore; un valore indicativo riportato in letteratura è di 0,08 L/min per kW di potenza [1].

Un'ulteriore funzione svolta dagli ugelli di raffreddamento dei pistoni è la lubrificazione del contatto con attrito tra canna/stantuffo e tra spinotto/biella.

Nel circuito di lubrificazione del motore Tesi V3 sono presenti tre ugelli di raffreddamento indicati con PJ1, PJ2 e PJ3.

Geometricamente sono uguali e assimilabili a valvole di non ritorno consentendo il flusso in una sola direzione.

Essi sono composti da una sfera di acciaio di diametro 5 mm con sede conica, angolo di apertura di 60° e una molla con precarico di 1 bar; la corsa massima della sfera è di 3 mm.

La sezione del corpo valvola dei getti di raffreddamento è riportata in figura 24, la porta 1 è collegata alla galleria principale mentre la porta 2 è quella che indirizza il flusso di olio verso il cielo del pistone.

Quando la pressione del circuito agente nel punto 1 supera il valore del precarico, la molla comprimendosi genera il distacco della sfera dalla sua sede creando una sezione di passaggio per l'olio da 1-2.

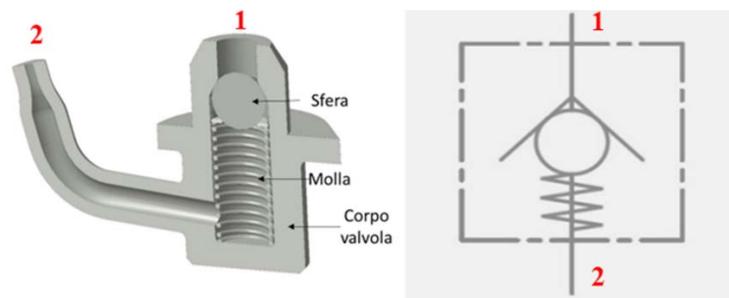


Figura 24: Sezione ugello di raffreddamento pistone (disegno cad) e schema di una valvola di non ritorno

2.1.7 Supporti di contralbero

Nel motore Tesi V3 è presente un contralbero rotante con velocità uguale e in verso opposto a quella dell'albero a gomiti per bilanciare le forze di inerzia sviluppate nel cilindro 3 durante il suo funzionamento.

Diversamente per i cilindri 1 e 2, le azioni inerziali si auto bilanciano, beneficio dato dall'architettura a V del motore.

Il contralbero è cavo con all'interno un condotto di afflusso dell'olio per i supporti di sostegno denominati BS1 e BS2 come mostrato in figura 25 a).

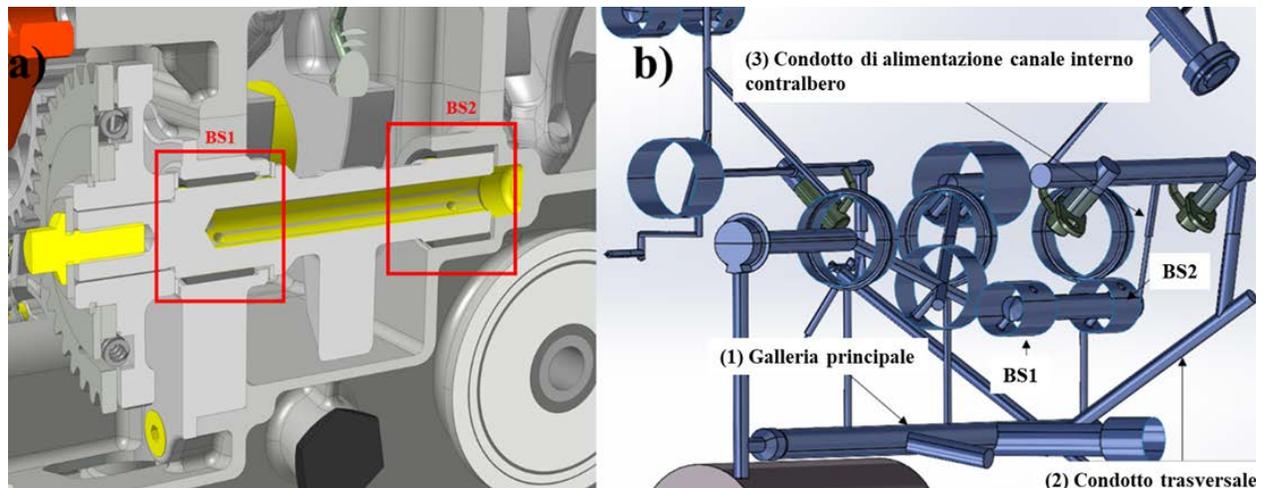


Figura 25: Sezione del contralbero di equilibratura a), modello cad di una parte del circuito di lubrificazione del motore Tesi V3 b)

Il lubrificante dalla galleria principale imbocca il condotto trasversale (2) arrivando nel ramo superiore. Tramite un ulteriore condotto (3), entra nel canale interno di alimentazione del contralbero lubrificando i suoi supporti.

BS1 e BS2 hanno un diametro esterno di 22 mm, due fori di alimentazione di 3 mm, mentre la lunghezza è di 21.3 mm per BS1 e 27 mm per BS2

Essendo dei cuscinetti alimentate tramite fori, valgono le stesse relazioni per il calcolo della portata descritte per i supporti di biella.

2.1.8 Lubrificazione della testa

La distribuzione dei motori a combustione interna è utilizzata per gestire il flusso di aria in aspirazione e l'espulsione dei gas combusti in camera.

Pertanto, sulle teste dei cilindri sono installate delle valvole azionate da alberi a camme per le fasi di aspirazione e scarico.

In figura 26 viene presentato un generico accoppiamento camma/valvola per un motore a combustione interna.

Le camme vengono realizzate con un profilo tale da sincronizzare l'apertura e la chiusura delle valvole con il ciclo di funzionamento del motore.

L'azionamento della valvola è dato dal contatto tra la camma e il bicchierino convertendo la rotazione (ω) dell'albero in moto lineare (y) di apertura della valvola.

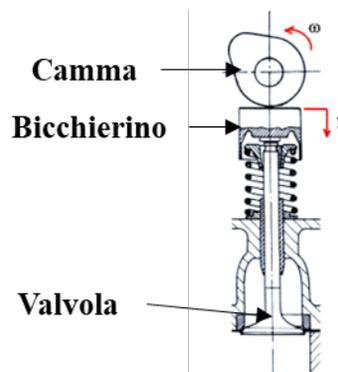


Figura 26: Schema generico di un accoppiamento camma/valvola

Per ridurre il contatto con attrito tra la camma e il bicchierino e lubrificare i supporti degli alberi a camme, le teste dei cilindri sono dotate di condotti di afflusso per l'olio proveniente dal circuito di lubrificazione del motore.

2.1.9 Circuito di lubrificazione della testa del cilindro 2

La distribuzione del cilindro 2 è composta da quattro valvole, due di aspirazione e due di scarico.

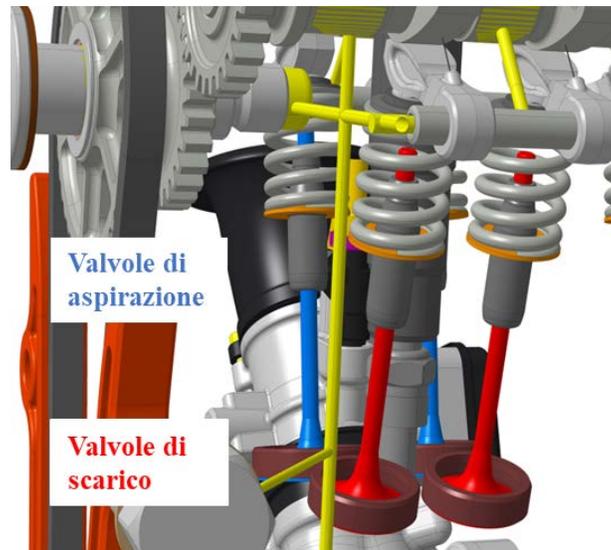


Figura 27: Valvole di aspirazione (blu) e valvole di scarico (rosso) della distribuzione del cilindro 2 del motore Tesi V3

L'apertura delle valvole è gestita da due alberi a camme utilizzando dei bilancieri interposti tra la camma e il bicchierino con all'interno un ugello di lubrificazione di diametro 0.3 mm.

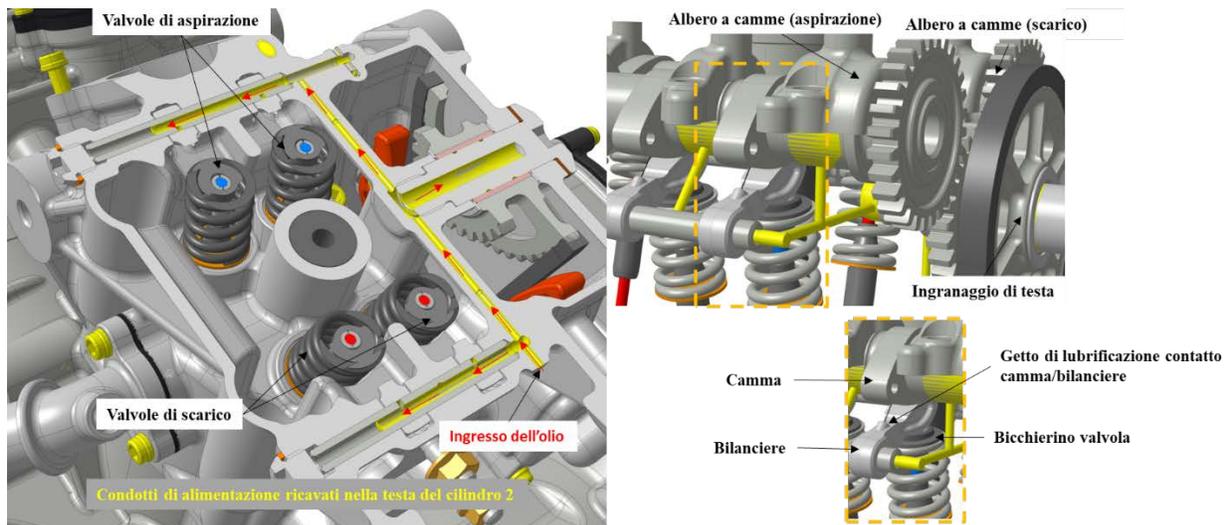


Figura 28: Circuito di lubrificazione ricavato nella testa del cilindro 2

Osservando il disegno cad del circuito di lubrificazione mostrato in figura 29, l'olio a partire dalla galleria principale entra nel cuscinetto di banco MJ3, si distribuisce sulla scanalatura circonferenziale e attraversa il condotto ricavato nella parte superiore del supporto.

Da qui alimenta il supporto IG della ruota del minimo, i supporti RTG2 e RTG3 dell'albero di rinvio inferiore della distribuzione e il tendicatena idraulico raggiungendo infine i condotti della distribuzione.

All'interno della testa sono presenti quattro ugelli di lubrificazione del contatto camma/bilanciere e cinque supporti:

- RINT1 e RINT2 (albero a camme delle valvole di aspirazione)
- REXH1 e REXH2 (albero a camme delle valvole di scarico)
- RTG1 (supporto ingranaggio di testa)

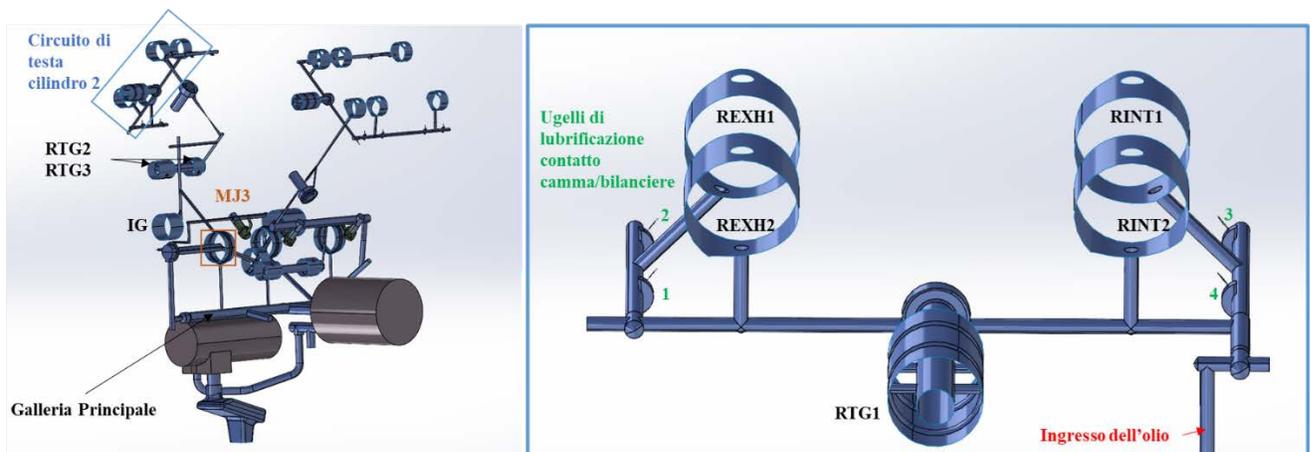


Figura 29: Disegno cad del circuito di lubrificazione del motore Tesi V3

Tra i supporti si distingue RTG1 per la tipologia di alimentazione in quanto ha due scanalature circonferenziali, mentre tutti gli altri vengono lubrificati mediante fori.

Tabella 6: Dati geometrici dei supporti presenti nella distribuzione del cilindro 2

Geometria dei supporti della distribuzione del cilindro 2	
IG	
Diametro (mm)	32
Lunghezza (mm)	22
Diametro foro di alimentazione (mm)	3
Numero di fori di alimentazione	1
RTG2	
Diametro (mm)	22
Lunghezza (mm)	16
Diametro foro di alimentazione	3
Numero di fori di alimentazione	2
RTG3	
Diametro (mm)	22
Lunghezza (mm)	27
Diametro foro di alimentazione	3
Numero di fori di alimentazione	2
RTG1	
Diametro (mm)	20
Lunghezza (mm)	31
Spessore scanalatura (mm)	2.5
RINT1-RINT2-REXH1-REXH2	
Diametro (mm)	24
Lunghezza (mm)	18
Diametro foro di alimentazione (mm)	3
Numero di fori di alimentazione	1

2.1.10 Circuito di lubrificazione della testa dei cilindri 1 e 3

I cilindri 1 e 3 sono posizionati in linea e entrambi hanno quattro valvole, due di aspirazione e due di scarico.

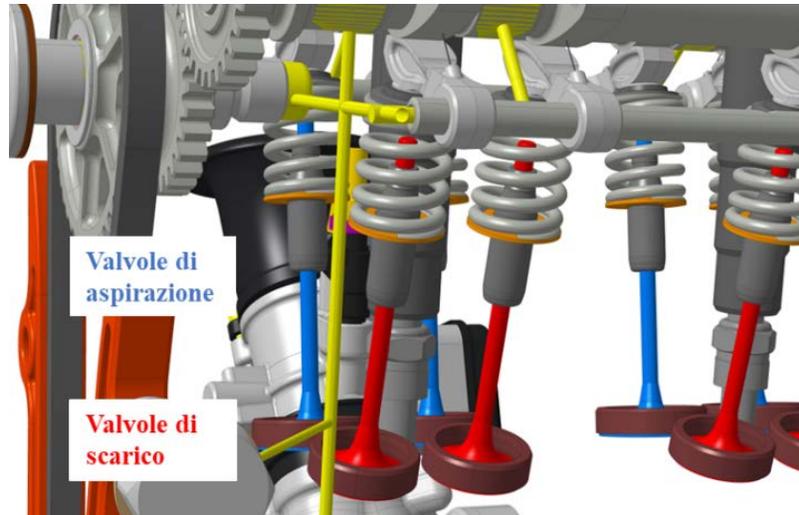


Figura 30: Valvole di aspirazione (blu) e valvole di scarico (rosso) della distribuzione del cilindro e 2 e 3 del motore Tesi V3

Come per la distribuzione 2, le valvole sono comandate in apertura da due alberi a camme e sono presenti in aggiunta altri quattro ugelli di lubrificazione camma/bilanciere di diametro 0.3 mm.

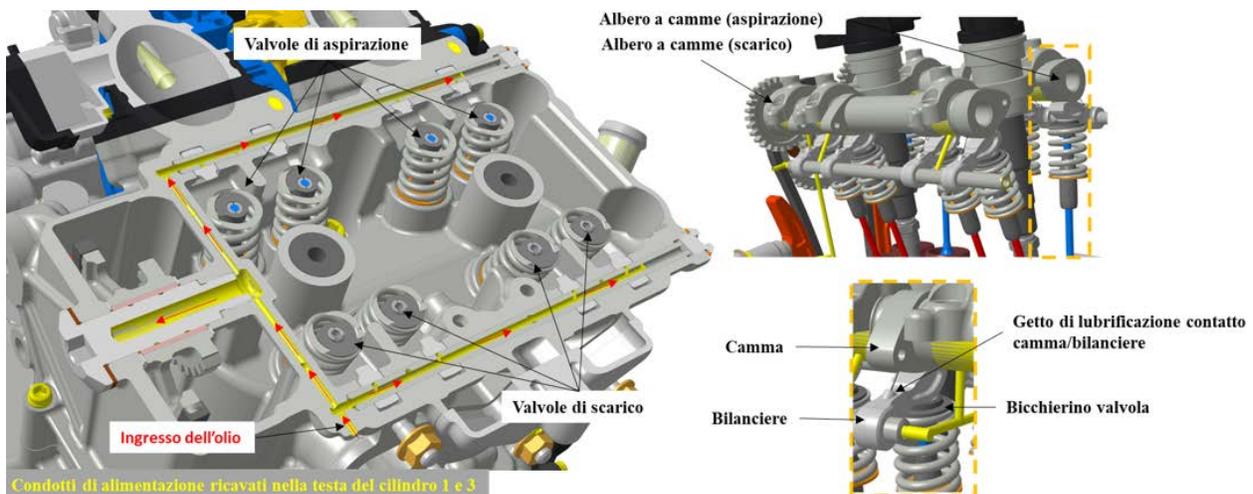


Figura 31: Circuito di lubrificazione ricavato nella testa del cilindro 2

Entrambe le teste sono alimentate da un condotto collegato alla galleria principale visibile in figura 32.

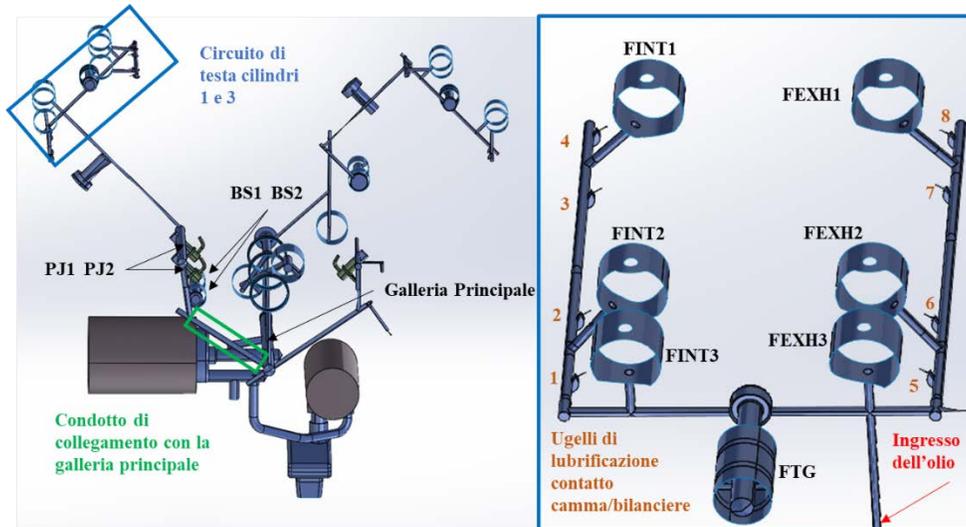


Figura 32: Disegno cad del circuito di lubrificazione del motore Tesi V3

Nel suo percorso l'olio, a partire dalla galleria principale lubrifica i supporti di contralbero BS1 e BS2, alimenta gli ugelli di raffreddamento dei pistoni PJ1 e PJ2 e infine giunge nei condotti della distribuzione 1 e 3. All'interno delle teste sono presenti otto ugelli di lubrificazione contatto camma/bilanciere e sette supporti:

- FINT1, FINT2 e FINT3 (albero a camme delle valvole di aspirazione)
- FEXH1, FEXH2 e FEXH3 (albero a camme delle valvole di scarico)
- FTG (supporto ingranaggio di testa)

Tranne per il supporto FTG dotato di due scanalature circolari, tutti gli altri ricevono la portata mediante fori.

I valori geometrici dei supporti sono riportati in tabella 7:

Tabella 7: Dati geometrici dei supporti relativi alla distribuzione dei cilindri 1 e 3

Geometria dei supporti della distribuzione dei cilindri 1 e 3	
FINT1-FINT2-FINT3-FEXH1-FEXH2-FEXH3	
Diametro (mm)	24
Lunghezza (mm)	18
Diametro foro di alimentazione (mm)	3
Numero di fori di alimentazione	1
FTG1	
Diametro (mm)	20
Lunghezza (mm)	30
Spessore scanalatura (mm)	2.5

2.1.11 Fori di alimentazione albero primario e secondario del cambio

Nel circuito di lubrificazione del motore Tesi sono presenti due prelievi di portata utili per la lubrificazione degli ingranaggi dell'albero primario e secondario del cambio.

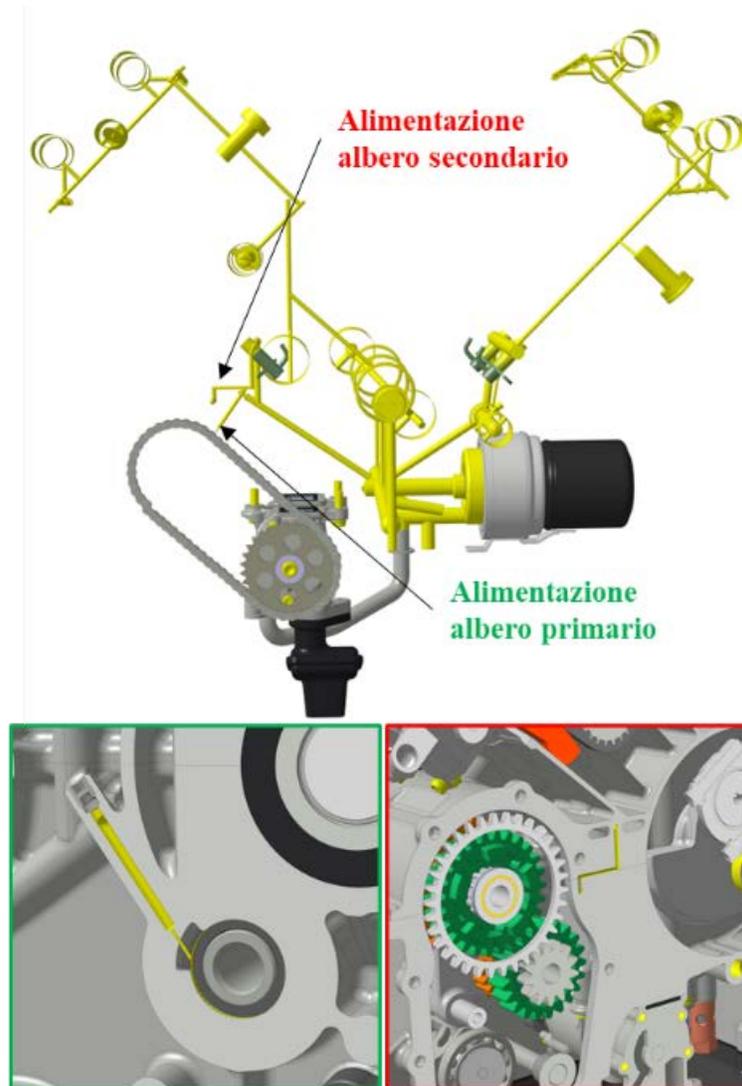


Figura 33: Prelievi di portata del circuito di lubrificazione del motore Tesi per l'alimentazione e la lubrificazione degli ingranaggi dell'albero primario e secondario del cambio

I fori di alimentazione mostrati in figura 33 hanno diametro di 1 mm e riversano il lubrificante nel canale interno presente in entrambi gli alberi; per effetto delle forze centrifughe, l'olio viene spinto sulla superficie del volume interno agli alberi e lubrifica gli ingranaggi tramite dei fori come mostrato in figura 34.

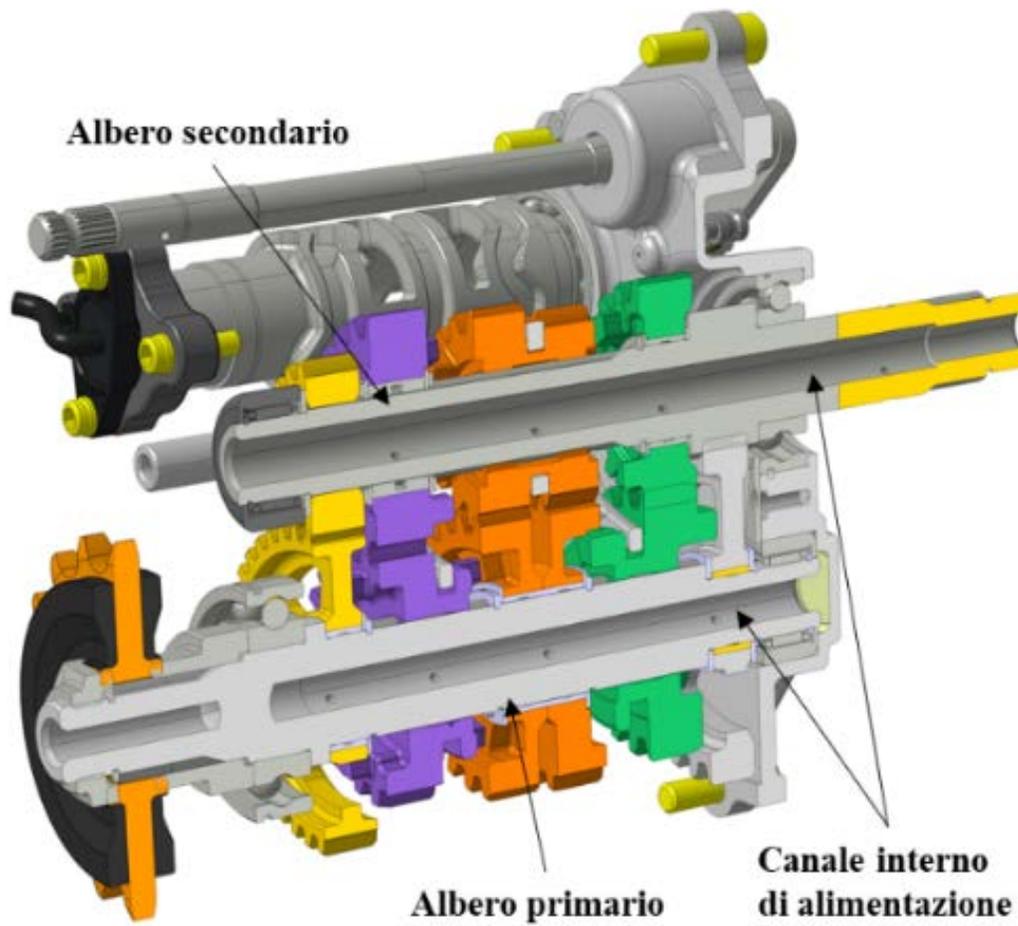


Figura 34: Sezione albero primario e secondario del cambio del motore Tesi V3

CAPITOLO 3

IL MODELLO AMESIM DEL CIRCUITO DI LUBRIFICAZIONE DEL MOTORE TESI V3

3.1 Introduzione a Simcenter Amesim

Amesim è un software sviluppato da Siemens Digital Industries Software e offre la possibilità di condurre simulazioni in vari campi di interesse ingegneristico, tra cui la meccanica, l'oleodinamica e la pneumatica.

L'interfaccia grafica del programma è mostrata in figura 35 e sono presenti quattro sezioni:

- Sketch
- Submodel
- Parameter
- Simulation

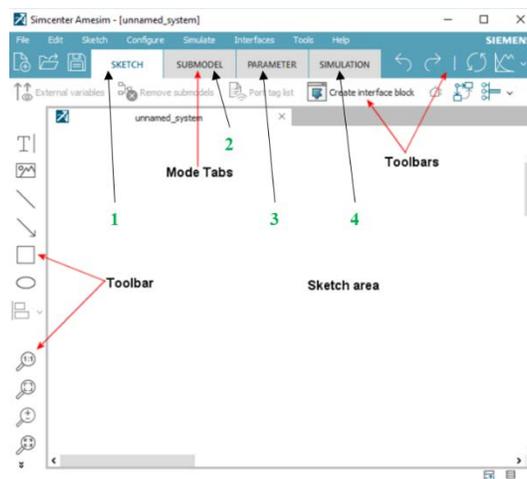


Figura 35: Interfaccia grafica di Amesim [4]

Di seguito verranno descritti in breve i passaggi per realizzare un modello.

Nella prima fase si costruisce il sistema utilizzando la sezione Sketch (1); qui si selezionano i componenti dalle librerie e si trascinano nella Sketch area.

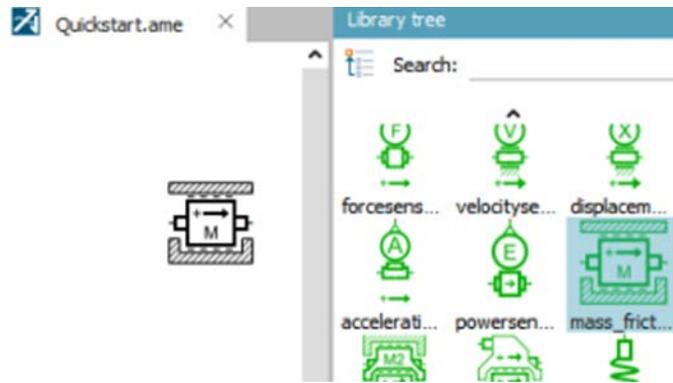


Figura 36: Scelta del modello dalle librerie nel sezione Sketch [4]

Durante la seconda fase l'utente assegna il sottomodello utilizzando la scheda Submodel (2), ovvero le equazioni matematiche che descrivono la fisica dell'elemento.

Due componenti adiacenti possono essere collegati se i loro sottomodelli sono compatibili, altrimenti il processo viene bloccato.

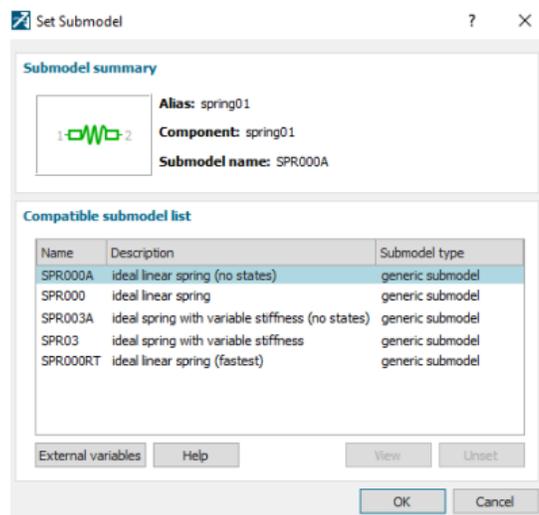


Figura 37: Assegnazione del sottomodello al componente scelto nella sezione Submodel [4]

Nella terza fase si introducono i dati geometrici e fisici nei singoli componenti usando la sezione Parameter (3). Il processo è molto intuitivo, cliccando sull'elemento appare una finestra contenente i parametri da compilare.

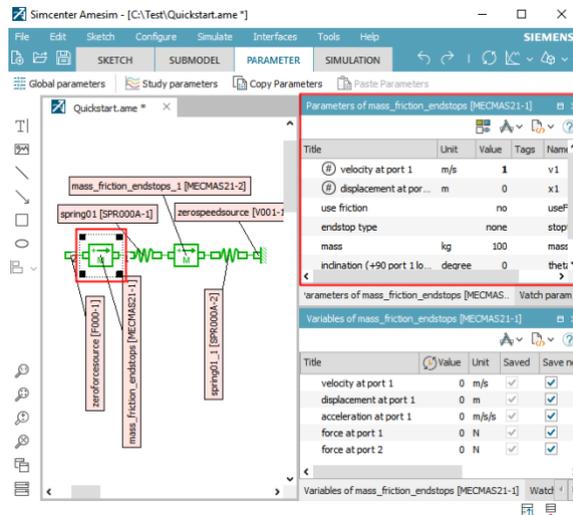


Figura 38: Assegnazione dei parametri al modello nella sezione Parameter[4]

Infine nella quarta fase, realizzata nella sezione Simulation (4) si avvia la simulazione con la possibilità di visualizzare i valori e i grafici dei risultati.

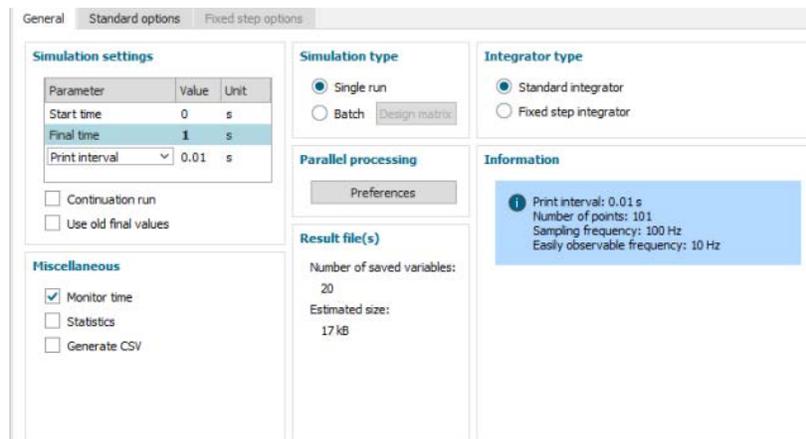


Figura 39: Caratteristiche della simulazione impostate dell'utente nella sezione Simulation [4]

3.2 Introduzione del modello del circuito di lubrificazione del motore Tesi V3

L'analisi in ambiente di simulazione del circuito di lubrificazione del motore Tesi V3, si pone l'obiettivo di ricercare eventuali criticità nei componenti al fine di migliorarne il funzionamento e contenere le perdite meccaniche.

Vengono di seguito elencate le richieste fornite dall'azienda Tesi Technology:

- Verifica e dimensionamento della pompa di mandata ed eventuale uso di una pompa a cilindra variabile
- Verifica dei valori di pressione e portata lungo tutto il circuito al variare del regime di rotazione del motore
- Verifica della pressione di taratura della valvola limitatrice
- Verifica della pressione di apertura dei getti di raffreddamento dei pistoni

Per la realizzazione del circuito di lubrificazione all'interno del software Amesim è stato eseguito uno studio preliminare della geometria a partire dal disegno cad per individuare la tipologia dei condotti e delle utenze.

Tutti i componenti idraulici, presenti nell'impianto, sono stati simulati con i modelli delle librerie *Hydraulic* e *Hydraulic Resistance*, mentre quelli meccanici, ad esempio il motore, le masse e le molle con la libreria *1D Mechanical*. Infine, la libreria *Signal Control* per la gestione dei segnali. In figura 40 è mostrato il circuito di lubrificazione realizzato in Amesim individuando quattro aree principali:

- gruppo di alimentazione e condizionamento
- galleria principale
- utenze della distribuzione del cilindro 2
- utenze della distribuzione dei cilindri 1 e 3

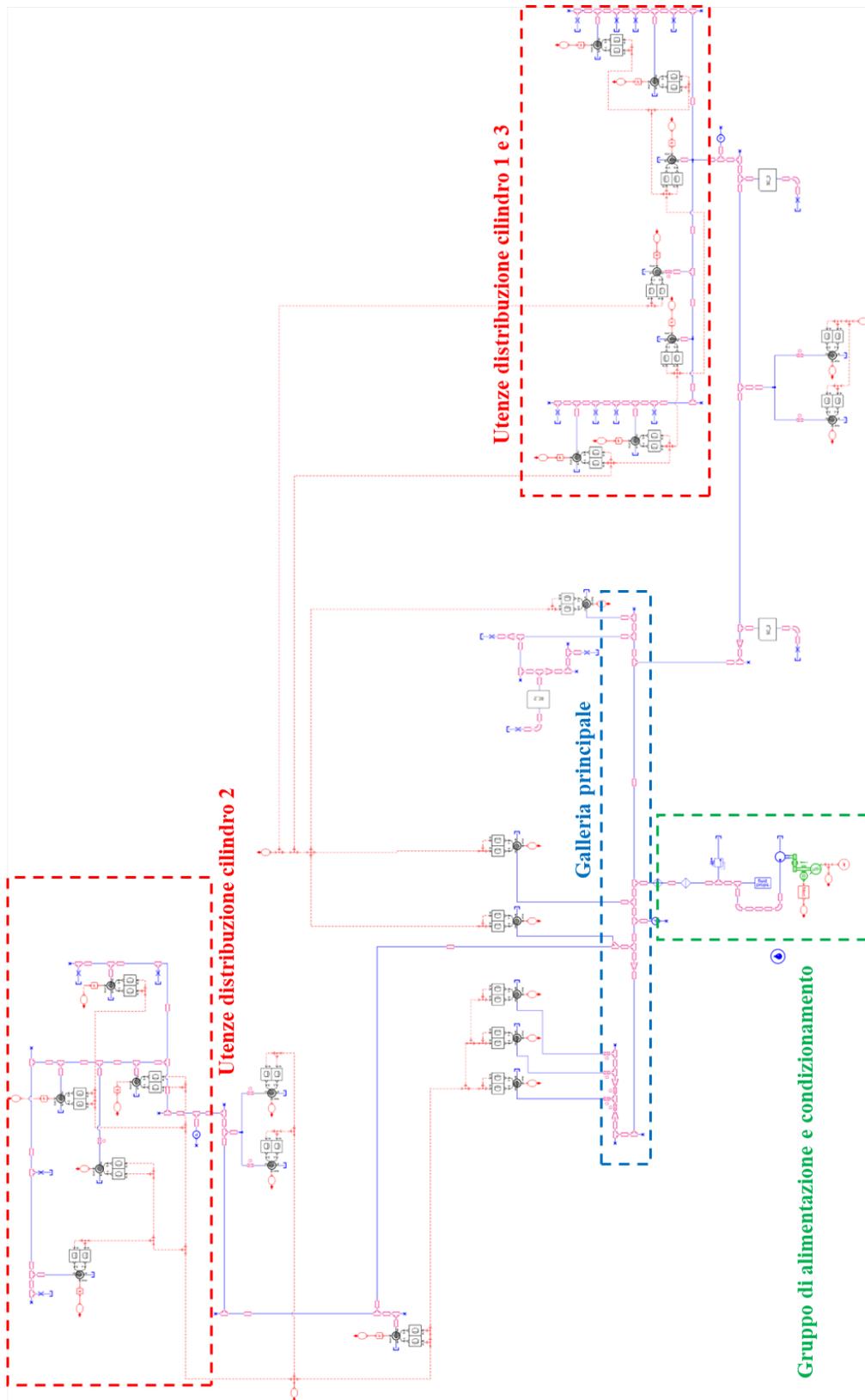


Figura 40: Circuito di lubrificazione del motore Tesi V3 realizzato in Amesim

3.3 Analisi del modello

In questo paragrafo verranno analizzati tutti i modelli scelti per simulare i componenti presenti nel circuito di lubrificazione.

3.3.1 Il fluido di lavoro

Il fluido di lavoro è olio 15W30 simulato con il modello **FP04** *indexed hydraulic fluid properties*.

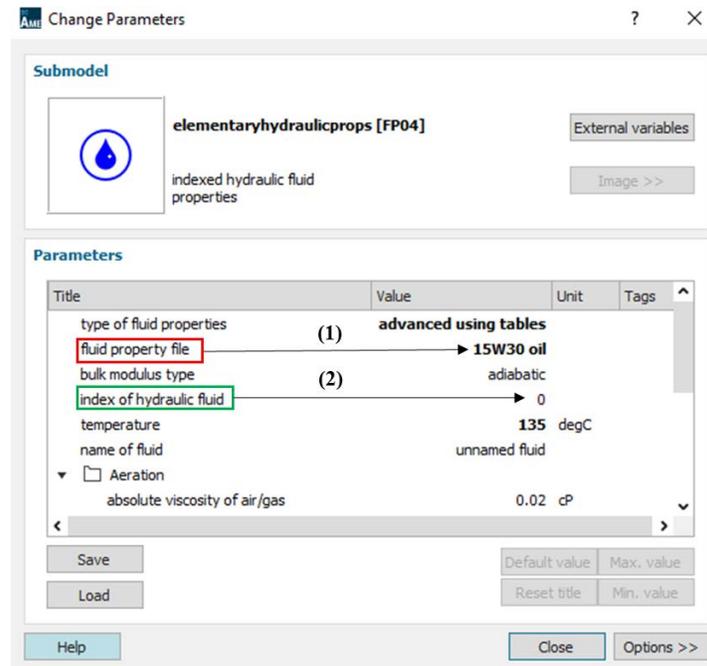


Figura 41: Finestra dei parametri del modello **FP04** *indexed hydraulic fluid properties*

Nella finestra dei parametri mostrata in figura 41 è possibile inserire la viscosità, la densità e la temperatura del fluido e se necessario anche la percentuale di aria intrappolata nell'olio e il modulo di comprimibilità isoterma.

Inoltre, il modello **FP04** contiene dei fluidi di lavoro con proprietà precompilate e scelti dall'utente attivando la funzione *advanced using tables* come per il caso in esame (1).

Le proprietà del fluido vengono inviate alle utenze idrauliche del sistema impostando nei loro parametri lo stesso valore numerico dell'*index of hydraulic fluid* (2) dell'elemento **FP04**.

3.3.2 Modelli Amesim per i condotti del circuito di lubrificazione

Il circuito di lubrificazione del motore Tesi V3 è stato progettato per lavorare con pressioni variabili da un minimo di 0.6 bar e un massimo di 6.5 bar in base al regime di funzionamento del motore. Dal momento che si tratta di valori relativamente bassi è importante tenere in considerazione le cadute di pressione dovute alla presenza di attrito nei condotti e alle variazioni di velocità del fluido di lavoro.

Per questo motivo si è scelto di modellare tutti i condotti con i modelli della libreria *Hydraulic Resistance*, i quali contengono nel loro sottomodulo le relazioni matematiche per valutare le perdite di carico.

La geometria del circuito di lubrificazione include condotti rettilinei, giunzioni a T, condotti curvi e tratti a sezione variabile.

Per i condotti rettilinei è stato utilizzato il modello **HRL000** *hydraulic pipe* mostrato in figura 42.

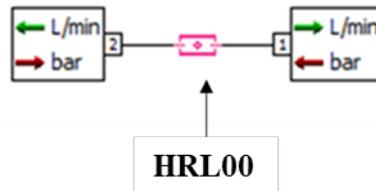


Figura 42: Modello HRL000 utilizzato per simulare i condotti rettilinei

La pressione P è una variabile in ingresso mentre la portata Q viene calcolata e inviata in uscita. La relazione tra le due grandezze è riportata di seguito [5]:

$$\frac{dP}{dt} = - \left(\frac{\beta}{A} \cdot \frac{dQ}{dx} \right) \quad (11)$$

Il termine β è il modulo di comprimibilità isoterma del fluido e A è la sezione di passaggio del condotto.

Nei parametri dell'elemento **HRL000** è possibile inserire il diametro e la lunghezza del condotto. Per quanto riguarda le giunzioni a T, il modello utilizzato è quello denominato **HR3P01** *hydraulic general T junction with variable friction factors* mostrato in figura 43.

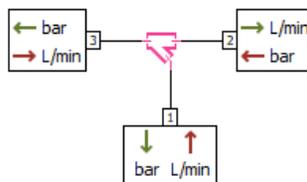


Figura 43: Modello HR3P01 utilizzato per simulare le giunzioni a T

Le portate Q_1 e Q_3 sulle bocche 1 e 3 sono entranti, mentre la portata Q_2 è in uscita dalla porta 2 e può essere calcolata con l'equazione 12 [5]:

$$Q_2 = Q_1 + Q_3 \quad (12)$$

Le cadute di pressione vengono calcolate considerando un coefficiente di perdita ζ con l'equazione 13 [5]:

$$\Delta p = \frac{1}{2} \cdot \zeta \cdot \rho \cdot v_c^2 \quad (13)$$

dove ρ è la densità del fluido e v_c la velocità.

I parametri richiesti sono i diametri delle bocche 1, 2 e 3 e il fattore di attrito viscoso ζ .

Considerando invece i condotti curvi, il modello scelto è l'*hydraulic general bend, Idelchik friction factor HRBP10* mostrato in figura 44.

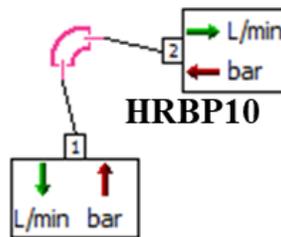


Figura 44: Modello HRBP10 utilizzato per simulare i condotti curvi

La portata è imposta in uscita dalle porte 1 e 2, mentre la pressione è una variabile in ingresso.

Le perdite vengono valutate attraverso la formula 13 illustrata in precedenza.

I parametri geometrici del condotto da inserire nel modello **HRBP10** sono il diametro della sezione trasversale D_0 , l'angolo al centro δ e il raggio di curvatura r_c mostrati in figura 45.

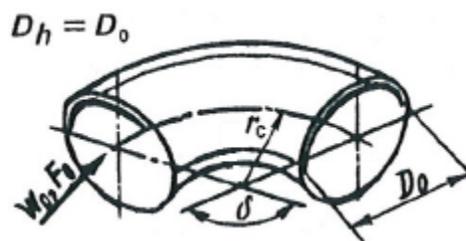


Figura 45: Dati geometrici del condotto curvo da inserire nel modello HRBP10

Infine, con il modello **HR237** *hydraulic diffuser for progressive expansion or contraction* mostrato in figura 46 sono state simulate le variazioni di sezione dei condotti.

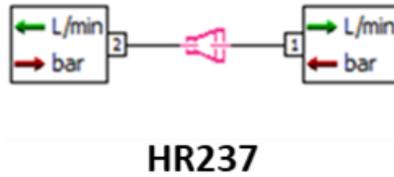


Figura 46: Modello HR237 utilizzato per la simulazione delle variazioni di sezione nei condotti

Sulle bocche idrauliche 1 e 2 la pressione è una variabile in ingresso mentre la portata è imposta sull'esterno.

Il modello calcola le perdite di pressione con la relazione 14 di seguito riportata [5]:

$$\zeta = \frac{\Delta p}{\rho \cdot v^2} = \zeta_{loc} + \zeta_{fr} \quad (14)$$

dove ζ è il coefficiente di perdita di pressione totale, ζ_{loc} è il local pressure loss coefficient e ζ_{fr} è il friction pressure loss coefficient.

Considerando la geometria del condotto mostrata in figura 47, ζ_{loc} è funzione del rapporto tra le aree calcolate con i diametri sulle porte 1 e 2 e dall'angolo di apertura α , mentre ζ_{fr} dipende dalla rugosità relativa e dal numero di Reynolds.

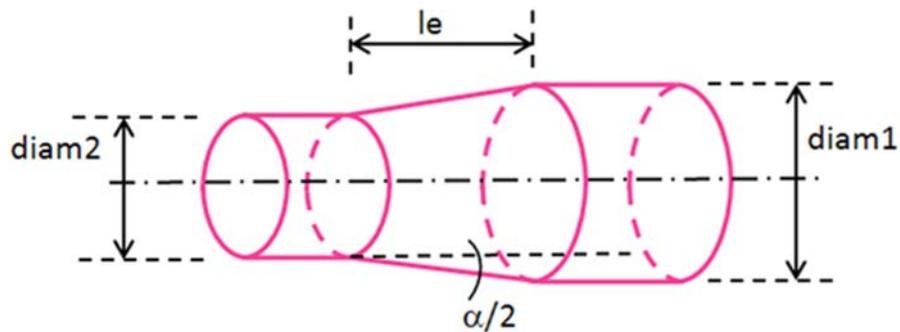


Figura 47: Parametri geometrici del condotto con variazione di sezione per il modello HR237

3.3.3 Gruppo di alimentazione e condizionamento

In questo paragrafo vengono descritti i modelli che costituiscono il gruppo di alimentazione e condizionamento implementato nel software.

In figura 48 è mostrato il modello realizzato per la simulazione del gruppo di alimentazione e condizionamento. È possibile distinguere la tipologia degli elementi in base al colore:

- Blu → Hydraulic library
- Rosso → Signal Control library
- Verde → 1D Mechanical library
- Fucsia → Hydraulic Resistance library

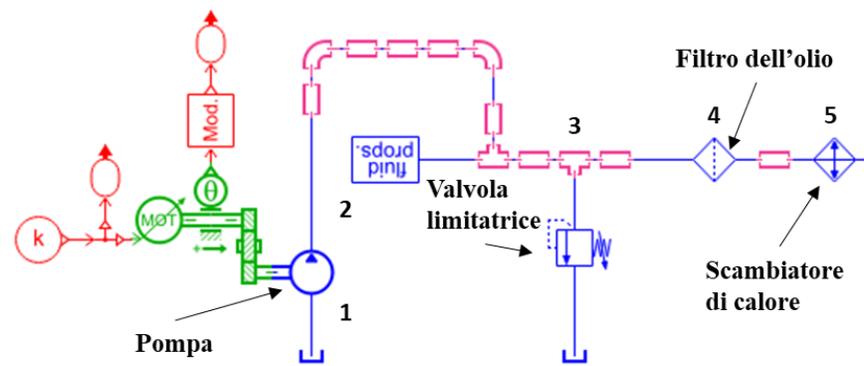


Figura 48: Modello del gruppo di alimentazione e condizionamento del motore Tesi V3 realizzato per la simulazione

3.3.3.1 Pompa di alimentazione

L'elemento utilizzato per la pompa di alimentazione è il modello **HYDFM01P** *fixed displacement hydraulic pump with tabulated efficiencies $f(dp, w, T)$* composto da due porte idrauliche e una meccanica.

In figura 49 sono raggruppati i componenti utilizzati per simulare l'azionamento della pompa:

- **CONS00** (1)
- **PMV00** (2)
- **RNOO** (3)
- **MECADS0A** (4)

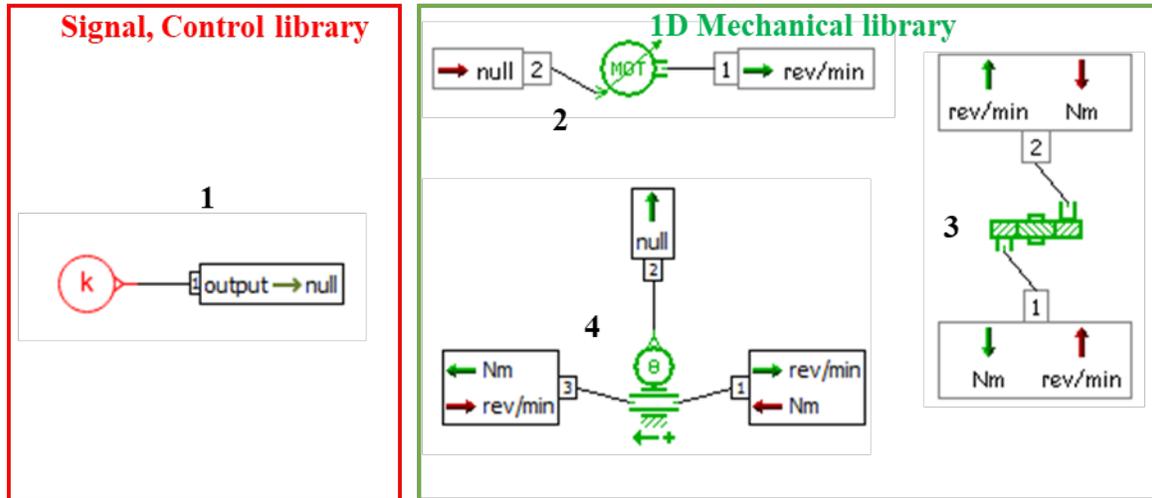


Figura 49: Modelli utilizzati per realizzare l'accoppiamento tra la pompa di alimentazione e l'albero a gomiti

Il modello **CONS00** (1) invia in uscita un segnale numerico costante inserito nei parametri in base al regime del motore per cui si desidera condurre la simulazione. Il motore **PMV00** (2), ad esso collegato, riceve il segnale e lo converte in un segnale di velocità.

A questo punto la porta meccanica 1 dell'elemento **MECADS0A** (4) collegata alla porta 1 del motore (2), trasferisce il segnale di velocità all'elemento **RNO0** (3), mentre tramite la porta 2 restituisce il valore della posizione angolare dell'albero motore.

Il trasduttore di posizione non ha nessuna influenza ai fini dell'azionamento della pompa; la sua funzione è inviare l'angolo di manovella ai cuscinetti che verranno descritti in seguito.

Per concludere, il componente **RNO0** (3) simula la trasmissione a catena tra l'albero a gomiti e l'albero della pompa; nei parametri è presente il valore del rapporto di trasmissione di 0.54.

Esso moltiplica il segnale di velocità ricevuto in ingresso con il rapporto di trasmissione e lo impone sulla porta meccanica 3 dell'elemento **HYDFOM01P** della pompa di alimentazione mostrato in figura 50.

Nei suoi parametri è stata inserita la cilindrata geometrica di $6.48 \text{ cm}^3/\text{giro}$ e un file contenente i valori del rendimento volumetrico in funzione della temperatura, della velocità e del carico.

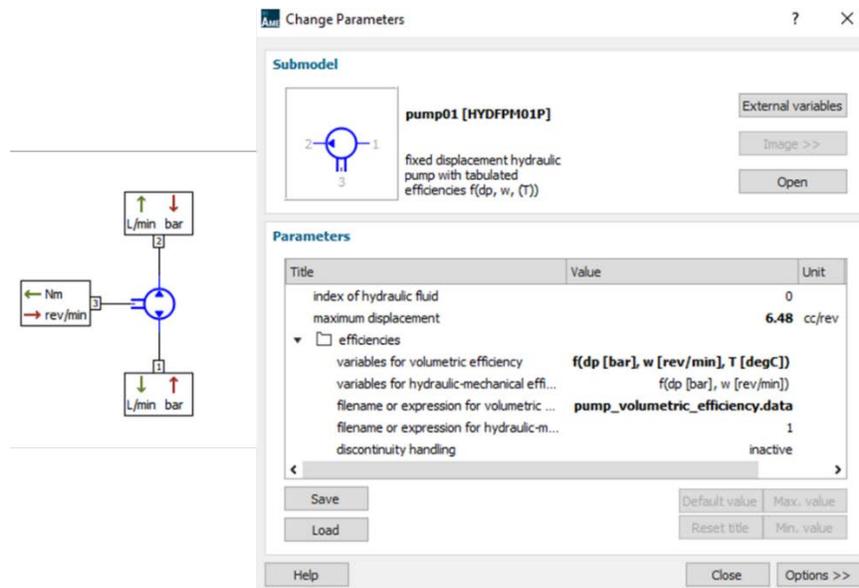


Figura 50: Modello HYDFOM01P della pompa di alimentazione e scheda dei parametri

In base alla temperatura di funzionamento, alla velocità di rotazione e al carico, il modello calcola la portata da inviare al circuito attraverso l'interfaccia 2 al netto delle perdite come mostrato di seguito:

$$Q_r = \eta_v \cdot Q_{th} \quad (15)$$

dove η_v è il valore del rendimento volumetrico contenuto nel file inserito nei parametri e Q_{th} la porta teorica mandata dalla pompa, calcolabile nota la cilindrata geometrica e la velocità di rotazione della pompa.

In generale per una pompa idraulica, il rendimento volumetrico è funzione della pressione Δp , della velocità angolare ω e dalla temperatura T come mostrato in figura 51.

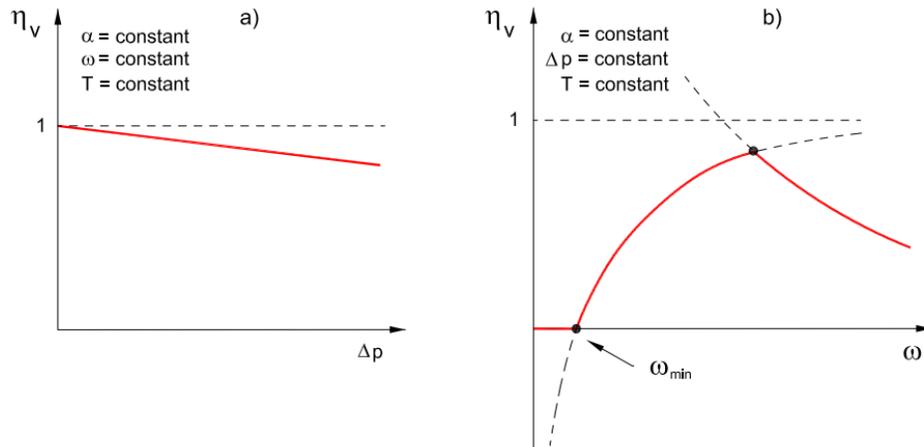


Figura 51: Andamento del rendimento volumetrico nelle pompe in funzione della pressione a) e in funzione della velocità angolare b) [1]

Le principali cause di riduzione della portata mandata dalla pompa sono:

- Fughe dai giochi
- Comprimibilità del fluido di lavoro
- Incompleto riempimento

$$\eta_v = \frac{Q_R}{Q_{th}} \quad (16)$$

$$Q_R = Q_{th} - Q_L - Q_\beta - Q_F \quad (17)$$

$$Q_{th} = n_p V_0 \quad (18)$$

$$n_p = n_m \tau \quad (19)$$

Q_R : portata reale

Q_L : riduzione di portata dovuta alle fughe tra i giochi presenti nella macchina

Q_β : riduzione di portata dovuta alla comprimibilità del fluido di lavoro

Q_F : riduzione di portata dovuta ad incompleto riempimento

n_p : velocità di rotazione della pompa

n_m : velocità di rotazione del motore

τ : rapporto di trasmissione tra pompa e motore

V_0 : cilindrata geometrica della pompa

Di seguito vengono illustrati i calcoli del rendimento della pompa di alimentazione al fine di creare il file richiesto dal modello **HYDFOM01P**.

Considerando tre punti caratteristici di funzionamento del motore, tramite l'equazione 18 è stata calcolata la portata teorica e i valori sono riportati in tabella 8:

Tabella 8: Valori della portata teorica della pompa

Regime motore	n_m (rpm)	n_p (rpm)	Q_{th} (l/min)
Minimo	1000	540	3.50
Coppia massima	7500	4050	26.24
Velocità massima	11500	6210	40.24

Successivamente è stato costruito in Amesim il circuito in figura 52 per effettuare delle simulazioni e ricavare il valore di portata mandata dalla pompa per diversi livelli di pressione, temperatura e velocità di rotazione della pompa.

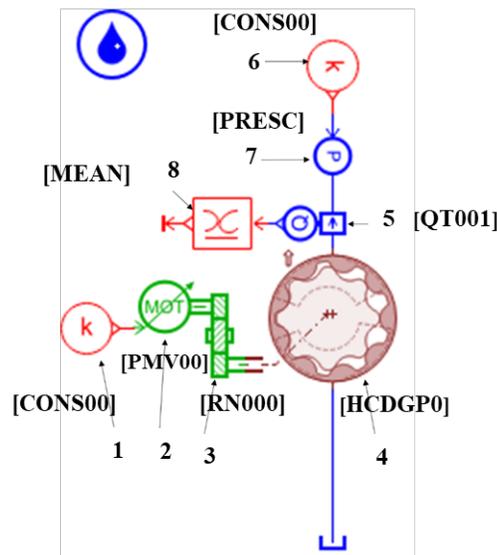


Figura 52: Circuito realizzato per effettuare le simulazioni utili al calcolo della portata reale

In questo caso la pompa è stata simulata con il componente **HCDGP0** della libreria *Hydraulic Component Design*. Esso permette di simulare una pompa Gerotor inserendo nei parametri la geometria dei rotori, il contorno della distribuzione e i parametri legati alle fughe.

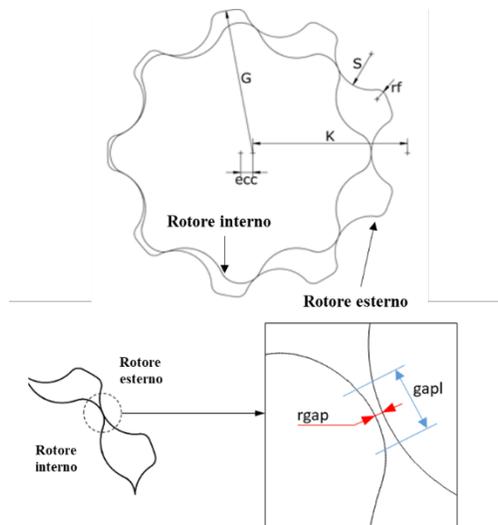


Figura 53: Parametri geometrici e delle fughe relativi del modello HCDGP0 [6]

Osservando il circuito in figura 52, il carico viene imposto alla mandata della pompa tramite il modello **PRESC** (7) che simula un generatore di pressione; esso riceve un segnale costante dall'elemento **CONS00** (6) e lo trasforma in pressione.

La simulazione viene condotta nel seguente modo:

1. Si inserisce la velocità di funzionamento del motore nei parametri dell'elemento **CONS00** (1) ad esso collegato.
2. Si avvia una simulazione al variare della temperatura e delle pressione attraverso la funzione *Batch Run* di Amesim agendo sull'elemento **CONS00** (6) collegato al generatore di pressione e sull'elemento **FP04** (9) per la temperatura
3. Si registra il valore medio della portata mandata dato dall'elemento **MEAN** (8), precedentemente misurata dal sensore di portata **QT001** (5)

Tabella 9: Parametri inseriti nei modelli del circuito utilizzato per il calcolo della portata reale della pompa

CONS00 (1)	
Regime del minimo (rpm)	1000
Regime di coppia massima (rpm)	7500
Regime di velocità massima (rpm)	11500
RN000 (3)	
Rapporto di trasmissione	0.54
FP04	
T (°C)	40
	90
	110
CONS00 (6)	
p (bar)	0.5
	1
	2
	3
	4
	5
	6
	7
	8
9	
HCDGP0 (4)	
G (mm)	17.65
s (mm)	16
rf (mm)	3.1
K (mm)	23.06
ecc (mm)	2.78
Radial clearance (mm)	0.05
Gap length (mm)	0.58

A questo punto, nota la portata mandata e la portata teorica entrambe in funzione dei parametri di interesse, il rendimento è stato calcolato con l'equazione 16. Di seguito vengono mostrati gli andamenti:

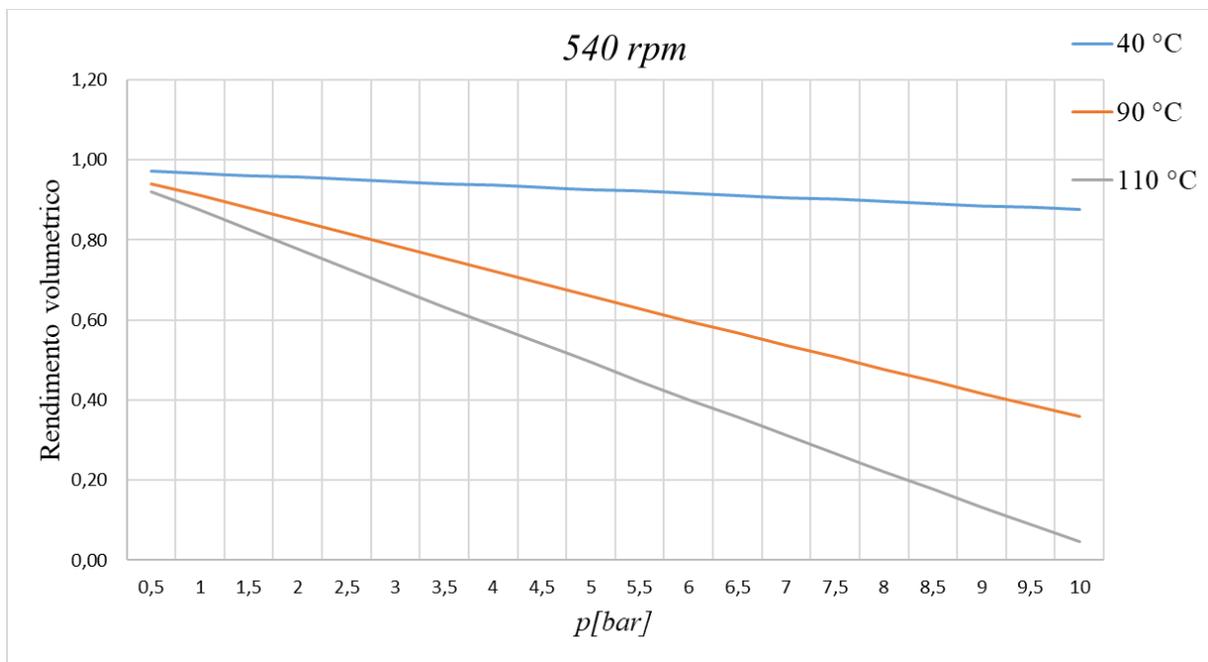


Figura 54: Rendimento volumetrico in funzione dalla temperatura di funzionamento e al variare della pressione per il regime del minimo del motore

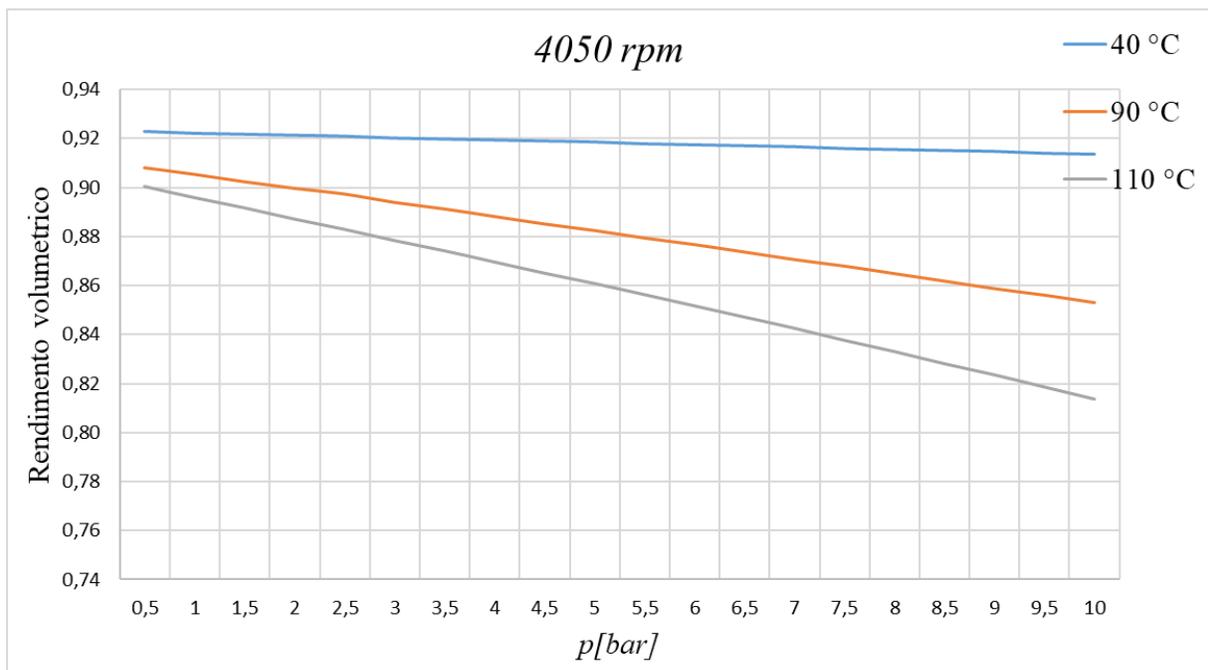


Figura 55: Rendimento volumetrico in funzione dalla temperatura di funzionamento e al variare della pressione per il regime di coppia massima del motore

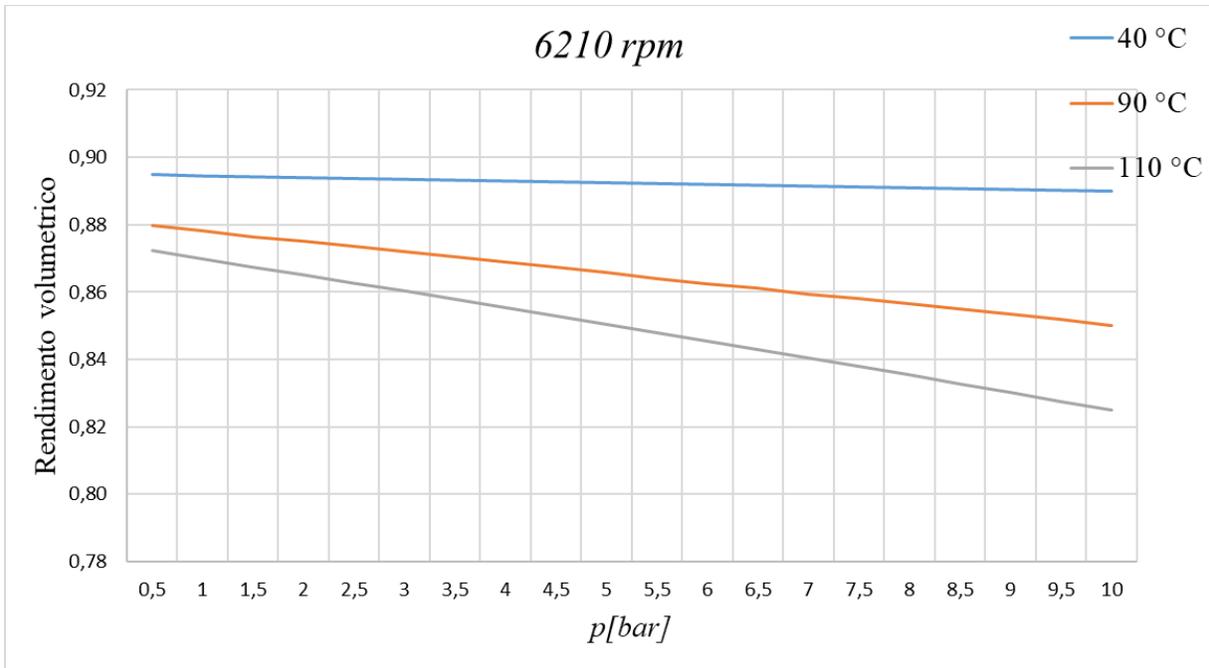


Figura 56: Rendimento volumetrico in funzione dalla temperatura di funzionamento e al variare della pressione per il regime di velocità massima del motore

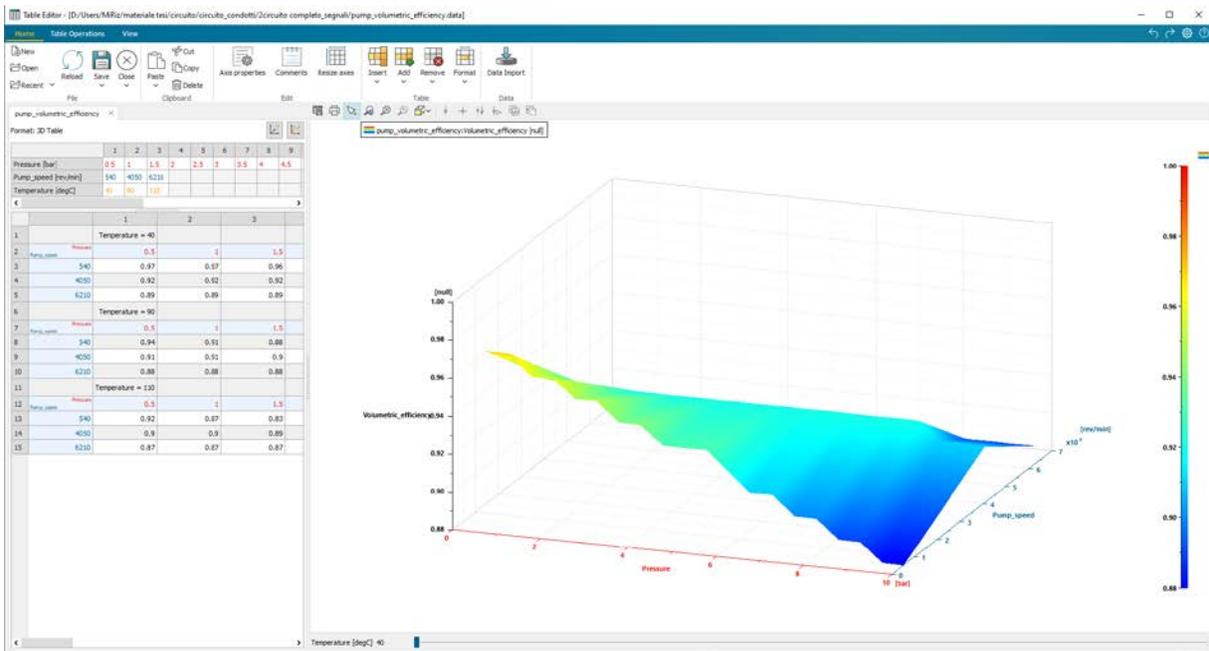


Figura 57: File del rendimento volumetrico realizzato con la funzione Table Editor di Amesim e inserito nei parametri del modello della pompa HYDFM01P

3.3.3.2 Valvola limitatrice di pressione

Il modello **RV010** mostrato in figura 58 è quello scelto per la simulazione della valvola limitatrice di pressione che nella sua condizione di riposo è chiusa.

Su entrambe le porte idrauliche la pressione è in ingresso mentre la portata è una variabile in uscita. L'interfaccia 2 è collegata al circuito di lubrificazione mentre la 1 al modello **TK000**, ovvero un serbatoio considerato come una sorgente costante di pressione.

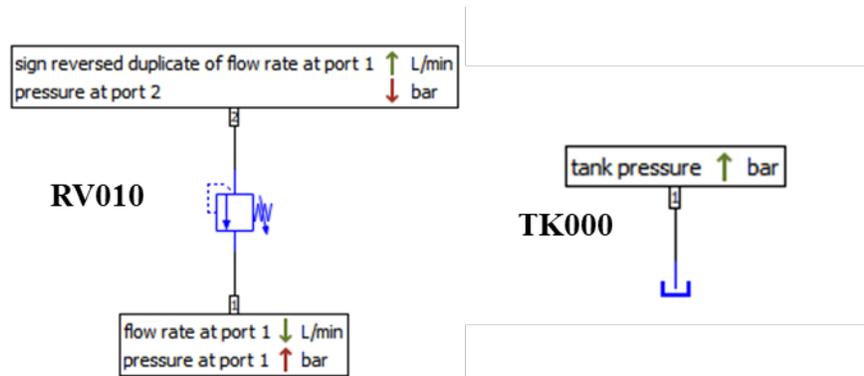


Figura 58: Modello RV010 scelto per la valvola limitatrice di pressione e modello TK000 per il serbatoio

In figura 59 è riportata la caratteristica di funzionamento

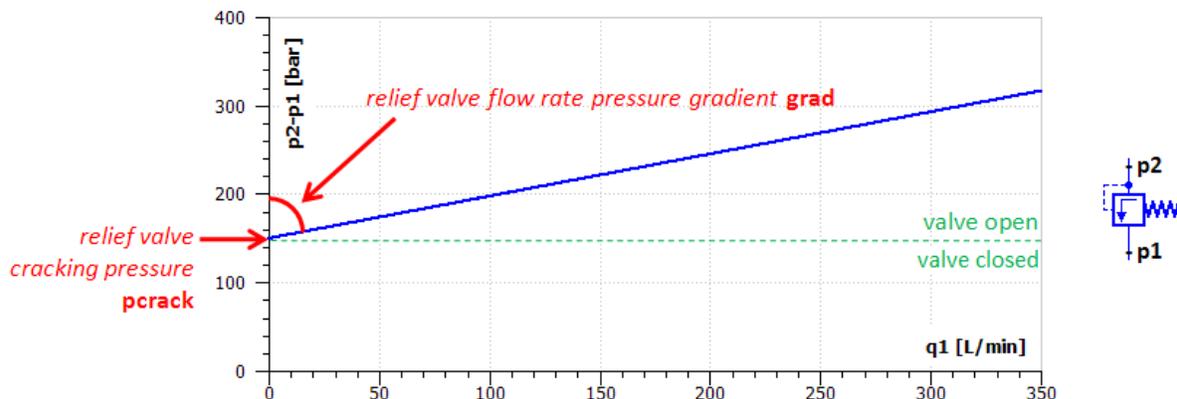


Figura 59: Caratteristica di funzionamento modello RV010 della valvola limitatrice di pressione [7]

La portata q_1 è quella scaricata durante la regolazione della valvola e viene calcolata in base alla caduta di pressione Δp come indicato di seguito [7]:

$$\Delta p = p_2 - p_1 - p_{crack} \quad (20)$$

dove p_2 è la pressione sul ramo di mandata, p_1 la pressione imposta dal serbatoio (0 bar) e p_{crack} è la pressione corrispondente al precarico della molla agente in chiusura.

Se la caduta di pressione è positiva, la valvola si apre e calcola la portata scaricata con la relazione (21) [7]:

$$q_1 = \Delta p * grad \quad (21)$$

Mentre, nel caso in cui la caduta di pressione è negativa, la valvola rimane chiusa e il valore di q_1 sarà uguale a zero.

Nei parametri del modello **RV010** è stato inserito il valore di taratura di 6.5 bar proprio come richiesto da progetto.

3.3.3.3 Gruppo di condizionamento

Il gruppo di condizionamento è composto da un filtro e uno scambiatore di calore entrambi modellati con l'elemento **HYDORT0** *hydraulic orifice fixed, using tables* e mostrato in figura 60.

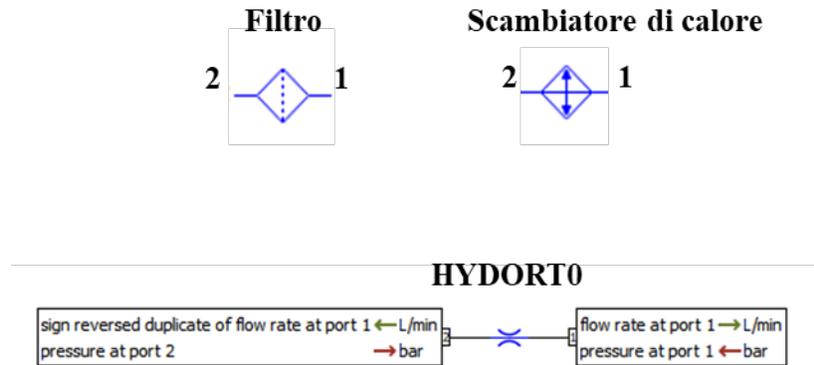


Figura 60: Modelli utilizzati per simulare il gruppo di condizionamento del circuito di lubrificazione

Il modello simula un orifizio idraulico con sezione di passaggio costante e su ciascuna porta la pressione è imposta dall'esterno mentre la portata viene calcolata e fornita in uscita.

Nei parametri del modello è stata inserita la caratteristica di portata in funzione della caduta di pressione attraverso un file ASCII. Il legame tra le due grandezze è espresso dalla relazione 22 [6] di seguito riportata:

$$Q = C_e A_{str} \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (22)$$

dove C_e è il coefficiente di efflusso, A_{str} la sezione di passaggio e ρ la densità del fluido.

Non potendo effettuare delle misure sperimentali di portata e pressione sui componenti reali e ricavare quindi la caratteristica sia per il filtro che per lo scambiatore, sono stati utilizzati dei dati

di portata e pressione derivanti da attività sperimentali condotte al Politecnico di Torino su un motore a combustione interna [2] mostrate in figura 61.

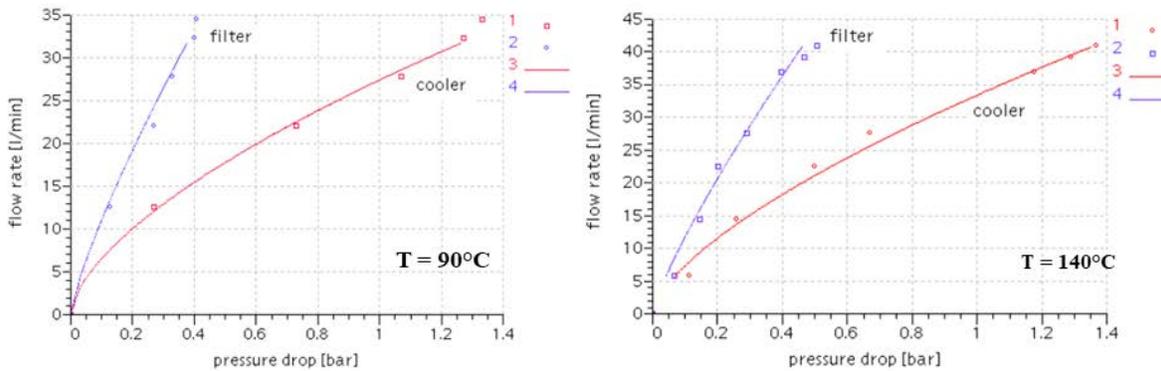


Figura 61: Caratteristiche sperimentali e simulate di un gruppo di condizionamento per due diverse temperature di funzionamento [2]

Ricavando i valori di portata e pressione nei vari punti e successivamente utilizzando la funzione *Table Editor* di Amesim, sono stati creati i file ASCII delle caratteristiche per il filtro e per lo scambiatore di calore.

3.3.4 Galleria principale

La galleria principale del circuito di lubrificazione è stata modellata con i modelli della libreria *Hydraulic Resistance* precedentemente descritti ed è mostrata in figura 62.

Nei parametri dei singoli condotti sono stati introdotti il diametro e la lunghezza.

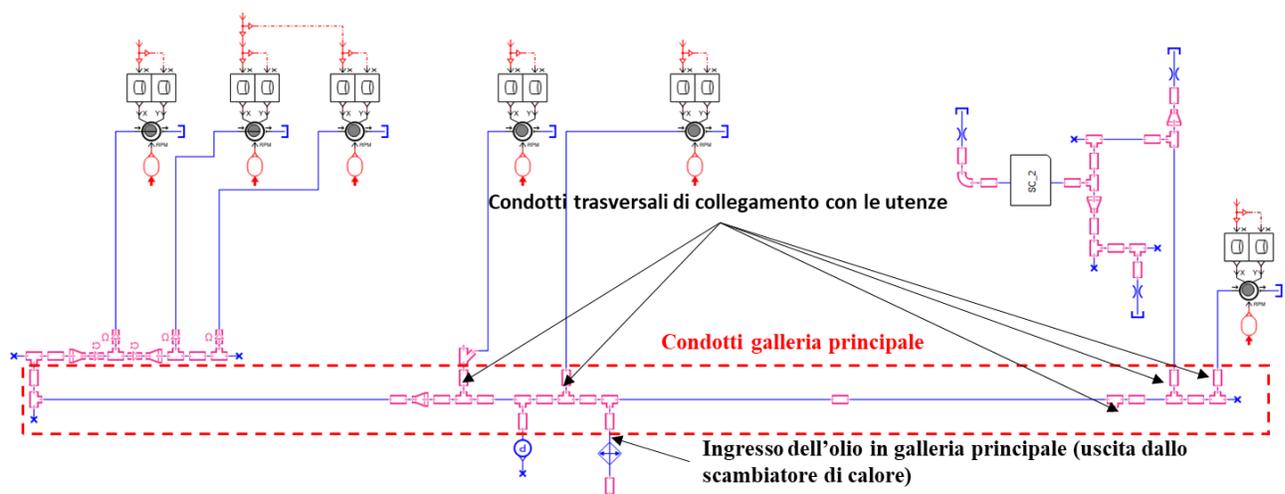


Figura 62: Galleria principale del circuito di lubrificazione realizzato in Amesim

3.3.5 Condotti albero a gomiti

La simulazione dei condotti interni dall'albero a gomiti è stata affidata al modello **HRCE000** *hydraulic rotating pipe with centrifugal effects* della libreria Hydraulic Resistance mostrato in figura 63. La scelta è basata sulla considerazione che le forze centrifughe influenzano la distribuzione di pressione all'interno di questi condotti come espresso nell'equazione 7 del paragrafo 2.1.3 del capitolo 2.

Sulle porte idrauliche 1 e 2 il modello impone in uscita la pressione e riceve in ingresso la portata.



Figura 63: Modello HRCE010 *hydraulic rotating pipe with centrifugal effects*

La posizione del condotto rispetto all'asse di rotazione è definita dall'angolo tra l'asse del condotto e l'asse di rotazione, dalla posizione radiale del foro di ingresso e dalla posizione radiale del foro di uscita.

Dalla figura 64 si osserva che i condotti 1 e 2 simulano i canali interni 64 mentre i condotti 3, 4 e 5 sono quelli di alimentazione per i cuscinetti di biella.

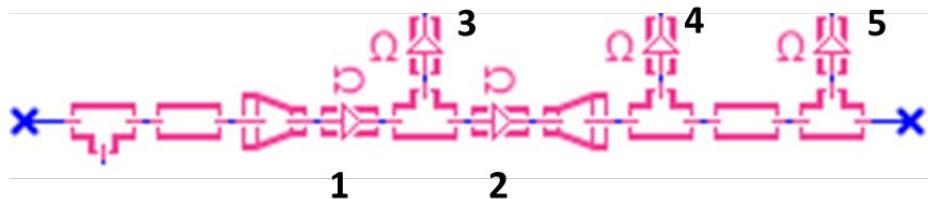


Figura 64: Condotti interni dell'albero a gomiti (1 e 2) e condotti di alimentazione cuscinetti di biella (3,4 e 5) realizzati in Amesim per l'albero a gomiti

Di seguito sono riportati in tabella 10 i parametri inseriti nei modelli:

Tabella 10: Parametri inseriti nei modelli HRCE010 utilizzati per i condotti rotanti 1, 2, 3, 4 e 5

HRCE010 – hydraulic rotating pipe with centrifugal effects (1)	
Numero fori	1
Diametro idraulico (mm)	5
Posizione radiale foro d'ingresso (mm)	0
Posizione radiale foro d'uscita (mm)	17.2
Angolo tra condotto e asse di rotazione (°)	27
HRCE010 – hydraulic rotating pipe with centrifugal effects (2)	
Numero fori	1
Diametro idraulico (mm)	5
Posizione radiale foro d'ingresso (mm)	17.2
Posizione radiale foro d'uscita (mm)	20
Angolo tra condotto e asse di rotazione (°)	26
HRCE010 – hydraulic rotating pipe with centrifugal effects (3)	
Numero fori	1
Diametro idraulico (mm)	4
Posizione radiale foro d'ingresso (mm)	0
Posizione radiale foro d'uscita (mm)	14.3
Angolo tra condotto e asse di rotazione (°)	90
HRCE010 – hydraulic rotating pipe with centrifugal effects (4)	
Numero fori	1
Diametro idraulico (mm)	4
Posizione radiale foro d'ingresso (mm)	0
Posizione radiale foro d'uscita (mm)	12
Angolo tra condotto e asse di rotazione (°)	90
HRCE010 – hydraulic rotating pipe with centrifugal effects (5)	
Numero fori	1
Diametro idraulico (mm)	4
Posizione radiale foro d'ingresso (mm)	0
Posizione radiale foro d'uscita (mm)	12
Angolo tra condotto e asse di rotazione (°)	90

3.3.6 Modelli impiegati per i cuscinetti del circuito di lubrificazione

I supporti del circuito di lubrificazione sono stati modellati con la libreria *Hydraulic Resistance* utilizzando due elementi:

1. **HRBEA0012** with a 360° groove with modulated rotaty speed and load
2. **HRBEA0040** hydraulic bearing with single oil hole with modulated rotary speed and load

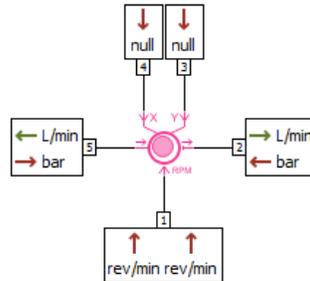


Figura 65: Modello HRBEA0012 e HRBEA0040 utilizzati per la simulazione dei cuscinetti del circuito di lubrificazione

La scelta è motivata dal modo in cui avviene l'alimentazione dei supporti.

Le interfacce fisiche, valide per entrambi i modelli, sono mostrate in figura 65; la 5 e la 2 sono idrauliche, mentre le restanti vengono utilizzate per il trasferimento dei carichi (3 e 4) e della velocità (1).

La porta 5 è collegata al circuito mentre la 2 ad un serbatoio. Su entrambe è imposta una pressione mentre la portata è una variabile in uscita.

Il sottomodello del supporto, calcola la portata con le relazioni descritte nel capitolo 2:

- Equazione 8 del paragrafo 2.1.4 per il modello **HRBEA0012**
- Equazione 10 del paragrafo 2.1.5 per il modello **HRBEA0040**

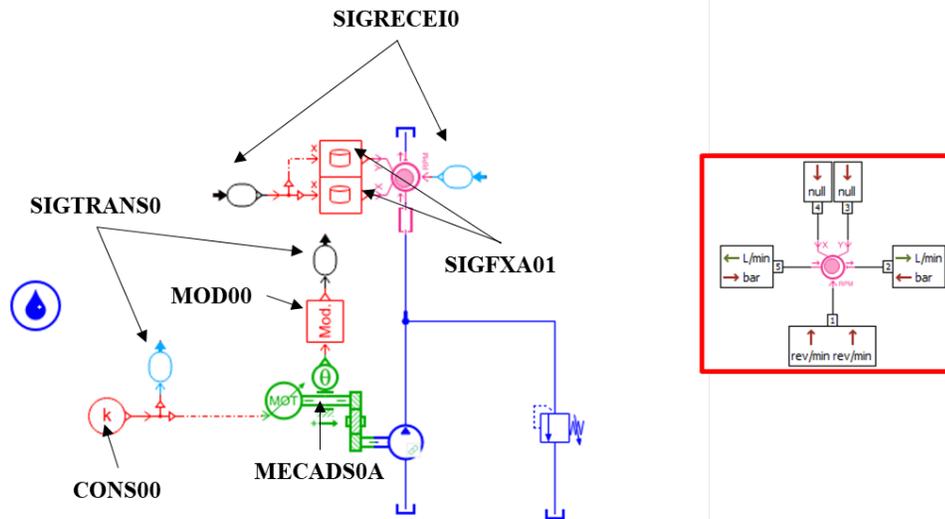


Figura 66: Esempio di collegamento per la trasmissione dei segnali ai modelli HRBEA0012 e HRBEA0040 utilizzati per i cuscinetti del circuito di lubrificazione

La trasmissione dei segnali di velocità e l'angolo di rotazione dell'albero a gomiti (misurato del trasduttore di posizione **MACADS0A**), si realizza con i modelli **SIGTRANS0** e **SIGRECEI0** evitando i collegamenti fisici come mostrato in figura 66.

L'elemento **MOD00** è inserito per limitare l'angolo di manovella ad un valore massimo di 720° corrispondente alla durata angolare del ciclo di lavoro per un motore a combustione interna quattro tempi.

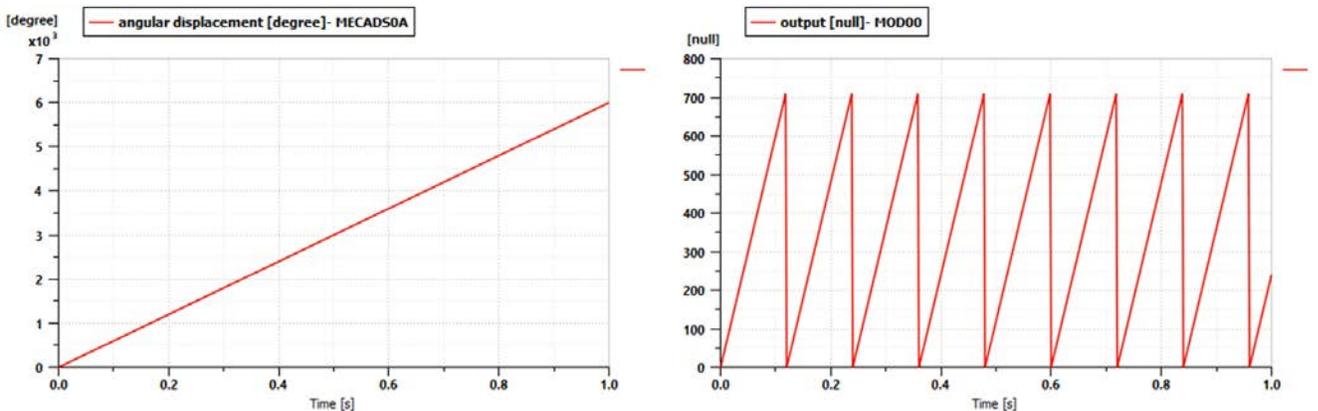


Figura 67: Confronto tra il segnale in uscita dal trasduttore di posizione MECADS0A e quello limitato a 720° dal modello MOD00

I modelli **SIGFXA01** forniscono i carichi al cuscinetto attraverso un file ASCII, inserito nei parametri, contenente il carico in funzione della posizione angolare dell'albero motore.

Il componente **SIGFXA01** riceve in ingresso il valore dell'angolo di manovella e tramite un interpolazione lineare invia in uscita il valore del carico corrispondente sulle porte 3 e 4 del supporto.

Il modello **GA00 gain** mostrato in figura 68 è stato utilizzato per i supporti che sostengono gli elementi rotanti a velocità diversa rispetto all'albero a gomiti; un esempio sono gli alberi a camme che hanno un rapporto di riduzione della velocità di 0.5 rispetto all'albero motore dal quale vengono azionati.

Esso riceve un segnale sulla porta 2 e lo amplifica o riduce in base al *value of gain k* inserito nei parametri:

$$output = k \cdot input \quad (22)$$



Figura 68: Modello GA00 gain utilizzato per simulare il rapporto di trasmissione degli elementi supportati dai cuscinetti

Di seguito verranno presentati in tabelle i parametri introdotti nei modelli scelti per i cuscinetti di tutto il circuito.

Tra questi si ha la “*Mobility Solution*” che definisce la tipologia di supporto per il calcolo dell'eccentricità valutando il rapporto tra la larghezza e il diametro; se inferiore a 0.5 viene calcolata con la teoria di Ockvirk (cuscinetto molto corto), se maggiore con la teoria di Warner Sommerfeld (cuscinetto infinitamente lungo). Maggiori dettagli sono illustrati nel testo [1] presente in bibliografia.

Infine il valore del gioco radiale è quello massimo in modo tale che il supporto richieda la massima portata.

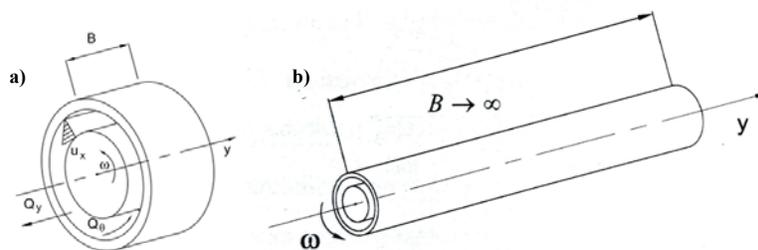


Figura 69: Cuscinetto di Ockvirk a) e cuscinetto di Sommerfeld (b) [1]

Tabella 11: Parametri inseriti nei modelli dei cuscinetti di banco

Cuscinetti di banco: MJ1-MJ2-MJ3	
Modello HRBEA0012	
Diametro cuscinetto D (mm)	37
Lunghezza cuscinetto L (mm)	18
Groove width a (mm)	3
Gioco radiale c (mm)	0.034
Mobility solution	Ockvirk
Coordinates system for load applied on the journal	Cartesiane

Tabella 12: Parametri inseriti nei modelli dei cuscinetti di biella

Cuscinetti Biella: CP1-CP2	
Modello HRBEA0040	
Diametro cuscinetto D (mm)	34
Lunghezza cuscinetto L (mm)	19
Diametro foro di alimentazione d (mm)	2
Gioco radiale c (mm)	0.064
Mobility solution	Ockvirk
Coordinates system for load applied on the journal	Cartesiane
Cuscinetti di biella: CP3	
Modello HRBEA0040	
Diametro cuscinetto D (mm)	34
Lunghezza cuscinetto L (mm)	16
Diametro foro di alimentazione d (mm)	2
Gioco radiale c (mm)	0.0064
Mobility solution	Ockvirk
Coordinates system for load applied on the journal	Cartesiane

Tabella 13: Parametri inseriti nei modelli dei cuscinetti della distribuzione del cilindro 2

Cuscinetto ruota del minimo: IG	
Modello HRBEA0040	
Diametro cuscinetto D (mm)	32
Lunghezza cuscinetto L (mm)	22
Diametro foro di alimentazione d (mm)	3
Gioco radiale c (mm)	0.052
Mobility solution	Ockvirk
Coordinates system for load applied on the journal	Cartesiane
Cuscinetti albero di rinvio inferiore distribuzione: RTG2-RTG3	
Modello HRBEA0040	
RTG2	
Diametro cuscinetto D (mm)	22
Lunghezza cuscinetto L (mm)	16
Diametro foro di alimentazione d (mm)	3
Gioco radiale c (mm)	0.052
Mobility solution	Ockvirk

Coordinates system for load applied on the journal	Cartesiane
RTG3	
Diametro cuscinetto D (mm)	22
Lunghezza cuscinetto L (mm)	27
Diametro foro di alimentazione d (mm)	3
Gioco radiale c (mm)	0.052
Mobility solution	Warner-Sommerfeld
Coordinates system for load applied on the journal	Cartesiane
Cuscinetti alberi a camme: RINT1-RINT2-REXH1-REXH2	
Modello HRBEA0040	
Diametro cuscinetto D (mm)	24
Lunghezza cuscinetto L (mm)	18
Diametro foro di alimentazione d (mm)	3
Gioco radiale c (mm)	0.066
Mobility solution	Ockvirk
Coordinates system for load applied on the journal	Cartesiane
Cuscinetto ingranaggio di testa: RTG1	
Modello HRBEA0012	
Diametro cuscinetto D (mm)	20
Lunghezza cuscinetto L (mm)	31
Groove width a (mm)	5
Gioco radiale c (mm)	0.052
Mobility solution	Warner-Sommerfeld
Coordinates system for load applied on the journal	Cartesiane
Rapporto di trasmissione : IG	
Modello GA00	
Value of gain	1.25
Rapporto di trasmissione: RINT1-RINT2-REXH1-REXH2	
Modello GA00	
Value of gain	0.5

Tabella 14: Parametri inseriti nei modelli dei cuscinetti della distribuzione dei cilindri 1 e 3

Cuscinetti alberi a camme: FINT1-FINT2-FINT3-FEXH1-FEXH2-FEXH3	
Modello HRBEA0040	
Diametro cuscinetto D (mm)	24
Lunghezza cuscinetto L (mm)	17.5
Diametro foro di alimentazione d (mm)	3
Gioco radiale c (mm)	0.066
Mobility solution	Ockvirk
Coordinates system for load applied on the journal	Cartesiane
Cuscinetto supporto ingranaggio di testa: FTG	
Modello HRBEA0012	
Diametro cuscinetto D (mm)	20
Lunghezza cuscinetto L (mm)	30
Groove width a (mm)	5.1
Gioco radiale c (mm)	0.052
Mobility solution	Warner-Sommerfeld
Coordinates system for load applied on the journal	Cartesiane

Rapporto di trasmissione: FINT1-FINT2-FINT3-FEXH1-FEXH2-FEXH3	
Modello GA00	
Value of gain	0.5

Tabella 15: Parametri inseriti nei modelli dei cuscinetti del contralbero

Cuscinetti di contralbero: BS1-BS2	
Modello HRBEA0040	
BS1	
Diametro cuscinetto D (mm)	22
Lunghezza cuscinetto L (mm)	26.8
Diametro foro di alimentazione d (mm)	3
Gioco radiale c (mm)	0.052
Mobility solution	Warner-Sommerfeld
Coordinates system for load applied on the journal	Cartesiane
BS2	
Diametro cuscinetto D (mm)	22
Lunghezza cuscinetto L (mm)	21.3
Diametro foro di alimentazione d (mm)	3
Gioco radiale c (mm)	0.052
Mobility solution	Ockvirk
Coordinates system for load applied on the journal	Cartesiane

3.3.7 Ugelli di raffreddamento dei pistoni

Per simulare l'ugello di raffreddamento del pistone, composto da vari elementi, è stata effettuata un'operazione di unificazione utilizzando la funzione "create supercomponent" di Amesim, raggruppando tutti i modelli in un'unica entità.

L'elemento SC_2 mostrato in figura 70 è il *supercomponent* e al suo interno troviamo i seguenti modelli:

- *Zerospeedsource* **V001**
- *Spring01* **SPR000A**
- *Mass_friction_endstop* **MECMAS21**
- *Zeroforcesouce* **F000**
- *Bao8* **BAP24**

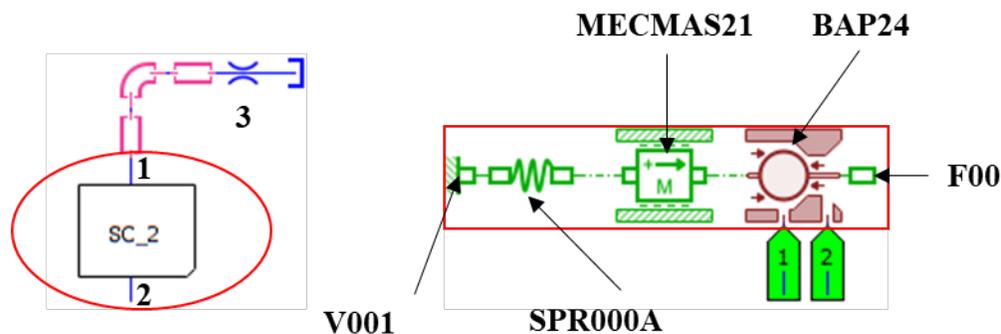


Figura 70: Ugello di raffreddamento pistone creato con la funzione create supercomponent di Amesim

I componenti in verde appartengono alla libreria *ID Mechanical* mentre il modello **BAP24** alla libreria *Hydraulic Component Design*. Quest'ultimo è dotato di due porte idrauliche 1 e 2 sulle quali la pressione è una variabile in ingresso e la portata viene imposta verso l'esterno. Il collegamento al circuito avviene nell'interfaccia 2.

Da progetto si desidera che l'apertura del getto avvenga per valori di pressione superiori a 1 bar e con una corsa massima della sfera di 3 mm. A partire da questi dati è stata calcolata la rigidità k da inserire nei parametri del modello **SPR000A**:

$$k = \frac{F}{\Delta x} \quad (23)$$

$$F = \frac{p}{A} \quad (24)$$

$$A = \frac{\pi d^2}{4} \quad (25)$$

dove F è la forza corrispondente alla pressione di 1 bar e agente in apertura sulla sfera come mostrato in figura 71.

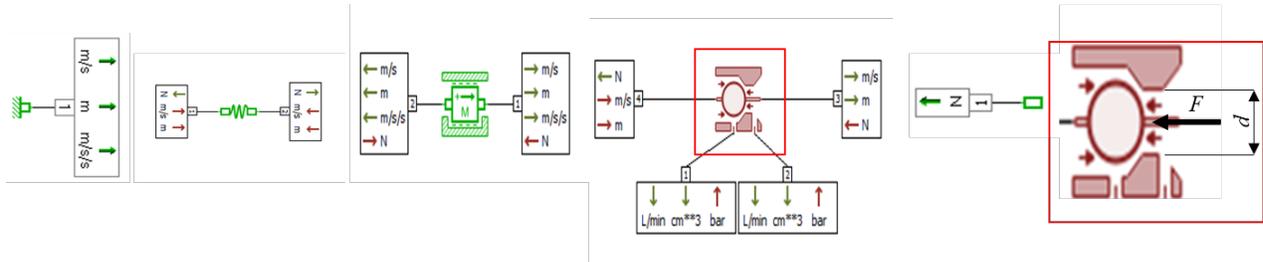


Figura 71: Dettaglio modelli che costituiscono il getto di raffreddamento del pistone

L'efflusso di olio verso la parte inferiore del cielo del pistone è simulato dal modello **HYD0RF0 hydraulic orifice fixed** della libreria *Hydraulic* mostrato in figura 72.



Figura 72: Modello HYD0RF0 hydraulic orifice fixed

In entrambe le porte idrauliche troviamo in ingresso la pressione e in uscita la portata calcolata con la relazione 20 del paragrafo 3.3.3.1.

I parametri introdotti nei modelli dei getti PJ1, PJ2 e PJ3 sono riportati in tabella 16.

Tabella 16: Parametri inseriti nei modelli che costituiscono i getti di raffreddamento dei pistoni

Parametri getti di raffreddamento pistoni PJ1-PJ2-PJ3	
Modello BAP24	
Seat diameter (mm)	3.4
Seat semi-angle (°)	30
Ball diameter (mm)	4.6
Modello MECMAS21	
Massa (kg)	0.001
Modello SPR000A	
Spring rate (N/m)	300
Spring force with both displacements zero (N)	0.91
Modello HYD0RF0	
Diametro (mm)	1
Coefficiente di efflusso	0.7

3.3.8 Circuito per l'alimentazione della distribuzione del motore

Nella figura 73 è mostrato il modello realizzato in Amesim del circuito di testa del cilindro 2. Le utenze collegate sono i supporti degli alberi a camme (RINT1, RINT2, REXH1 e REXH2), il supporto dell'ingranaggio di testa (RTG1) e i getti di lubrificazione contatto camma bilanciere.

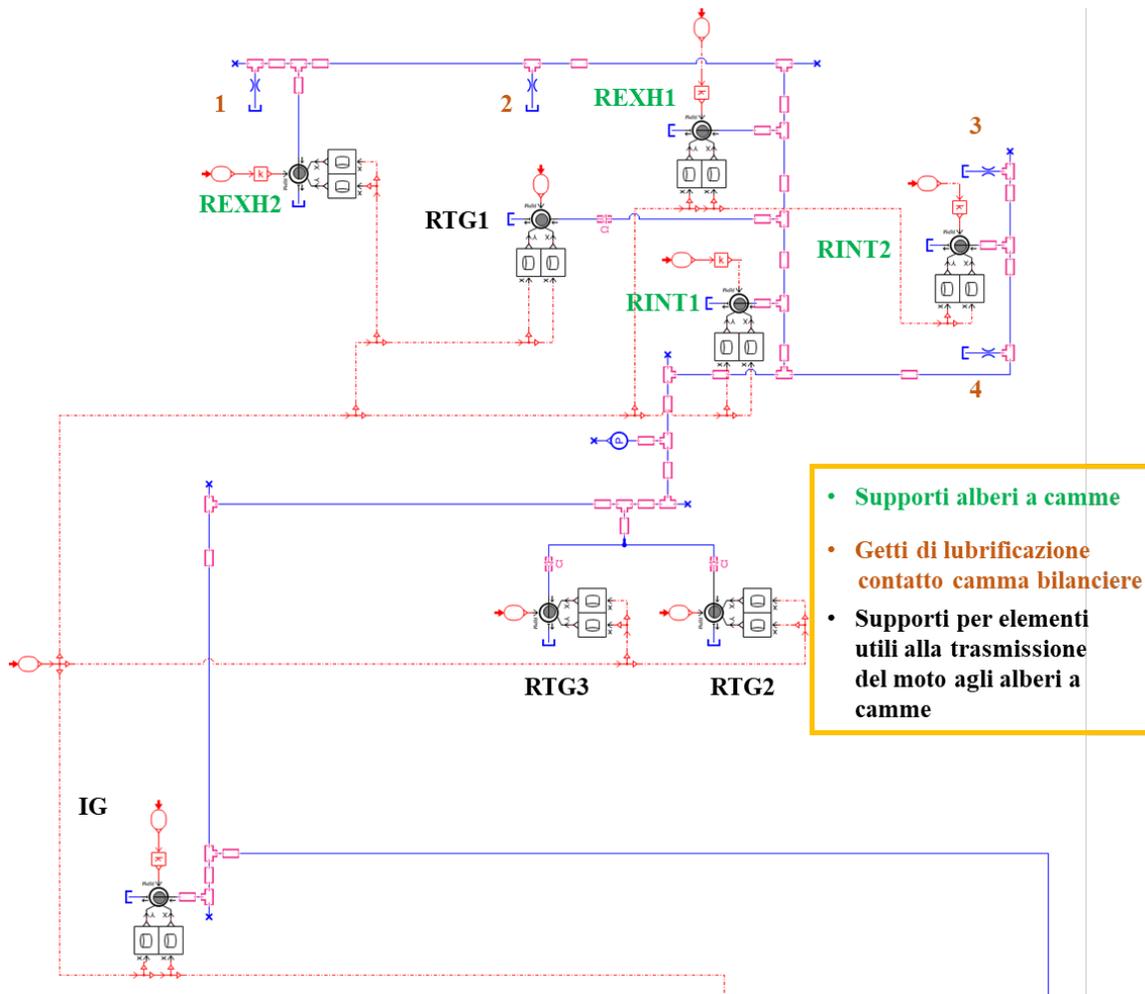


Figura 73: Circuito di testa del cilindro 2 realizzato per la simulazione

La descrizione dei modelli utilizzati per i supporti e i parametri introdotti è riportata nel paragrafo 3.3.6.

Infine la simulazione dei getti di contatto camma bilanciere è svolta dall'elemento **HYDORF0** *hydraulic orifice fixed*. Per l'analisi del modello si rimanda al paragrafo 3.3.7, mentre i parametri inseriti sono il diametro di 0.3 mm e il coefficiente di efflusso massimo pari a 0.7.

Le stesse considerazioni sono valide per il modello del circuito di testa per i cilindri 1 e 3 mostrato in figura 74 con in aggiunta 4 ugelli di lubrificazione camma bilanciere.

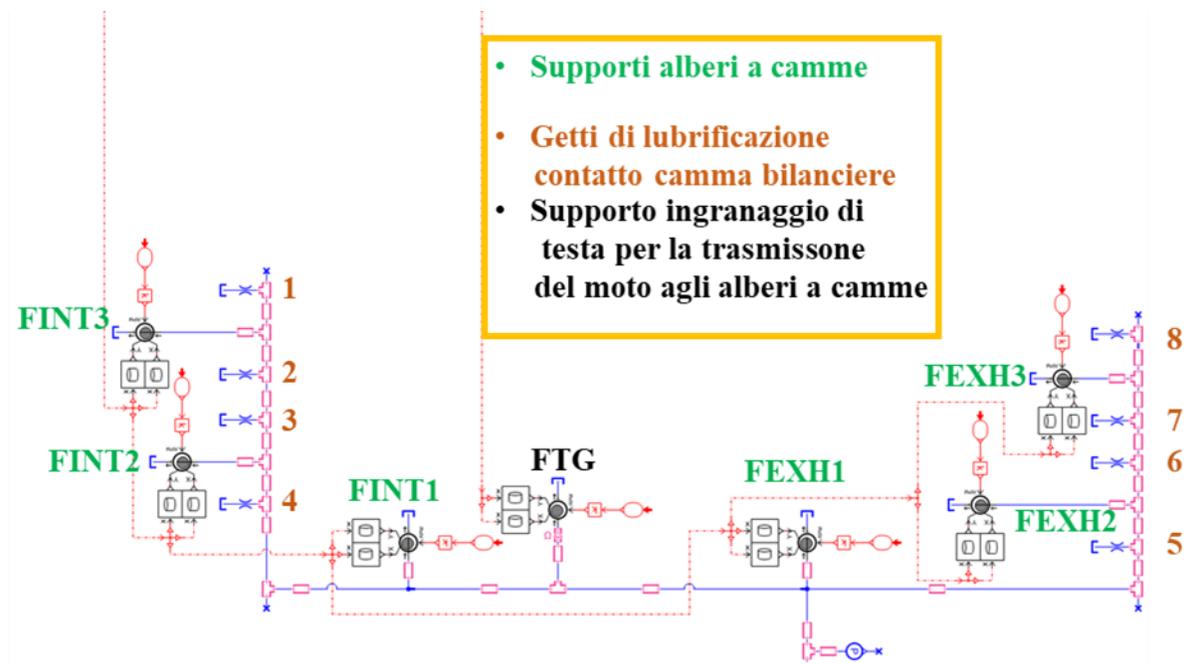


Figura 74: Circuito di testa dei cilindri 1 e 3 realizzato per la simulazione in Amesim

CAPITOLO 4

Analisi dei risultati del modello Amesim del circuito di lubrificazione

4. Introduzione

Nel seguente capitolo vengono illustrati e descritti i risultati ottenuti nelle simulazioni, condotte in modo da soddisfare le richieste espresse da parte dell'azienda Tesi Technology.

In generale, la portata richiesta dalle utenze collegate al circuito di lubrificazione è funzione della pressione, della temperatura e della velocità angolare del motore; infatti, i risultati fanno riferimento a diversi regimi di velocità e a quattro temperature del fluido di lavoro riportati in tabella 17.

Tabella 17: Variabili utilizzate nelle simulazioni del circuito di lubrificazione del motore Tesi V3

Variabili della simulazione	
T (°C)	Velocità motore (rpm)
40°C	1000
	1500
	2000
90°C	3000
	4000
110°C	5000
	7500
135°C	9000
	11500

La temperatura, come introdotto nel paragrafo 1.1, ha una forte influenza sulla viscosità dell'olio che a sua volta incide sulla permeabilità del circuito; 40°C è la condizione di funzionamento a freddo, 90°C è la temperatura a regime mentre 110°C e 135°C sono due valori limite raggiunti in condizioni di guida estrema.

Per quanto riguarda i regimi di funzionamento si identifica:

- 1000 rpm → regime del minimo
- 7500 → regime di coppia massima
- 11500 → regime di velocità massima del motore e intervento del limitatore

4.1 Valori di portata e pressione nel circuito di lubrificazione

In figura 75 e 76, sono riportati gli andamenti della pressione e della portata al variare del numero di giri del motore e per la temperatura di regime di 90°C.

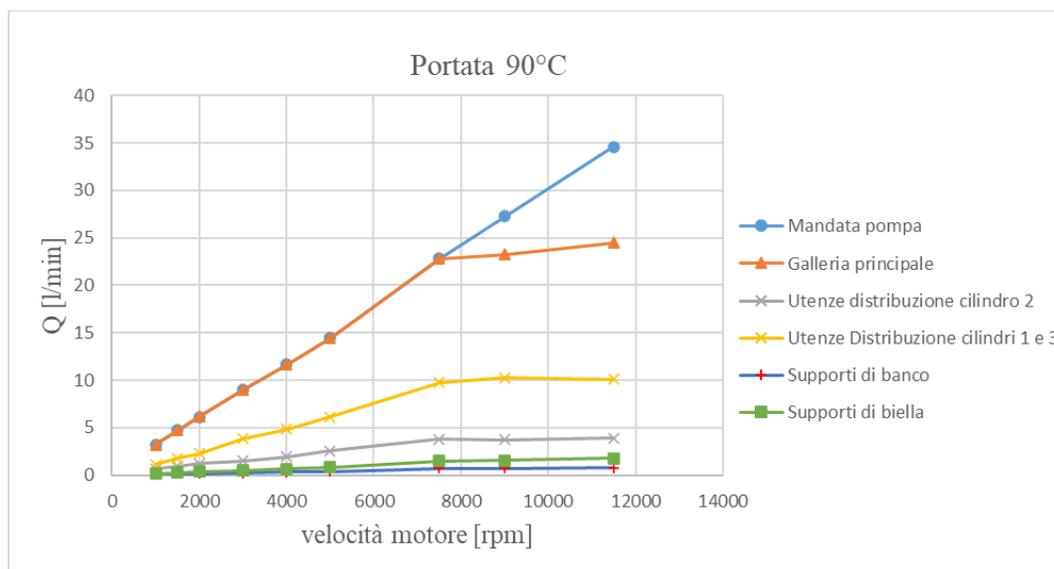


Figura 75: Risultati simulazione in termini di portata inviata alle utenze per la temperatura di regime 90°C al variare del numero di giri del motore

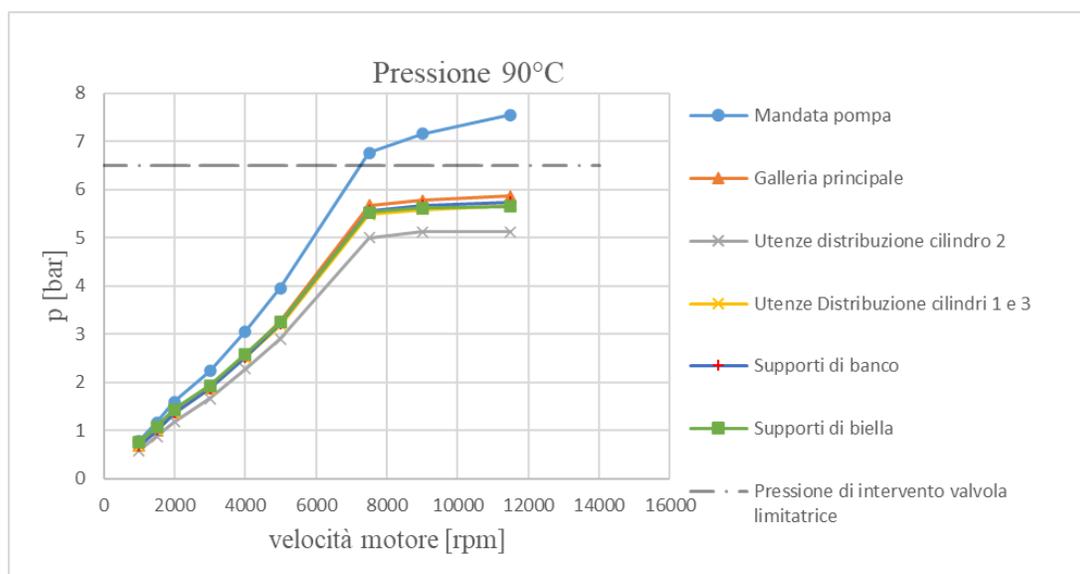


Figura 76: Risultati simulazione in termini di pressione lungo il circuito di lubrificazione per la temperatura di regime 90 °C al variare del numero di giri del motore

Analizzando la curva di mandata della pompa, si nota che la portata e la pressione aumentano all'aumentare del numero di giri del motore come espresso dalle equazioni 26 e 27 [1], valide fin quando non si ha l'intervento della valvola limitatrice di pressione:

$$p = \frac{V}{G+k} * w \quad (26)$$

$$Q = \frac{V}{1+\frac{k}{G}} * w \quad (27)$$

V : cilindrata della pompa

G : permeabilità complessiva del carico (circuito e gruppo di condizionamento)

k : coefficiente che considera le fughe

w : velocità di rotazione della pompa

La regolazione della valvola limitatrice avviene a 7500 rpm e graficamente si osserva che la curva di portata inviata nella galleria principale ha una riduzione di pendenza rispetto a quella della mandata della pompa raggiungendo il valore di circa 25 l/min.

Nelle figure 77, 78 e 79 è mostrato l'assorbimento di portata da parte delle utenze del circuito in punti di funzionamento caratteristici del motore.

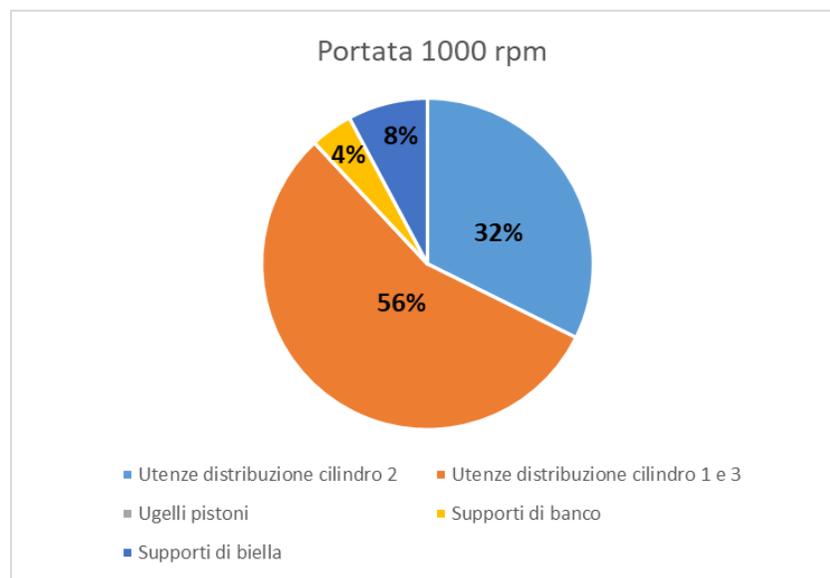


Figura 77: Portata assorbita da parte delle utenze del circuito di lubrificazione con il motore funzionante al minimo

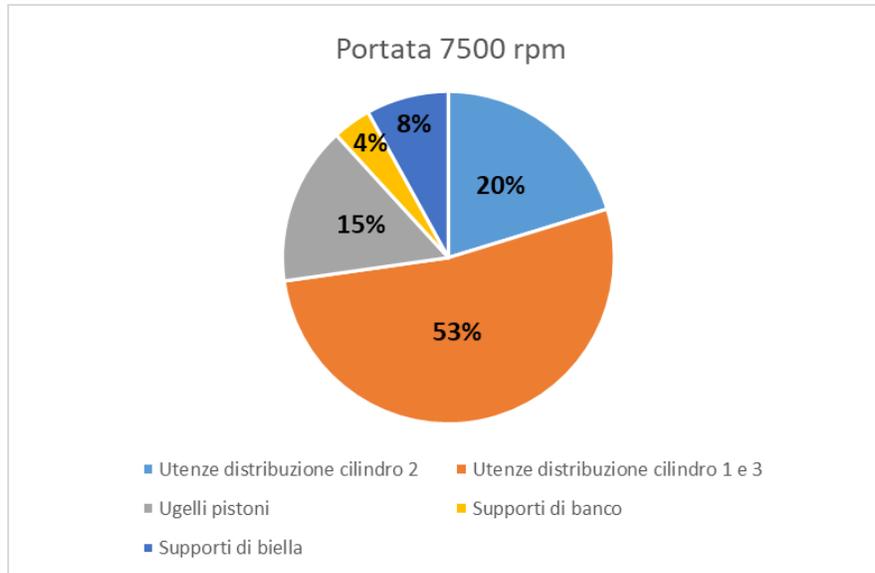


Figura 78: Portata assorbita da parte delle utenze del circuito di lubrificazione con il motore funzionante nel regime di coppia massima

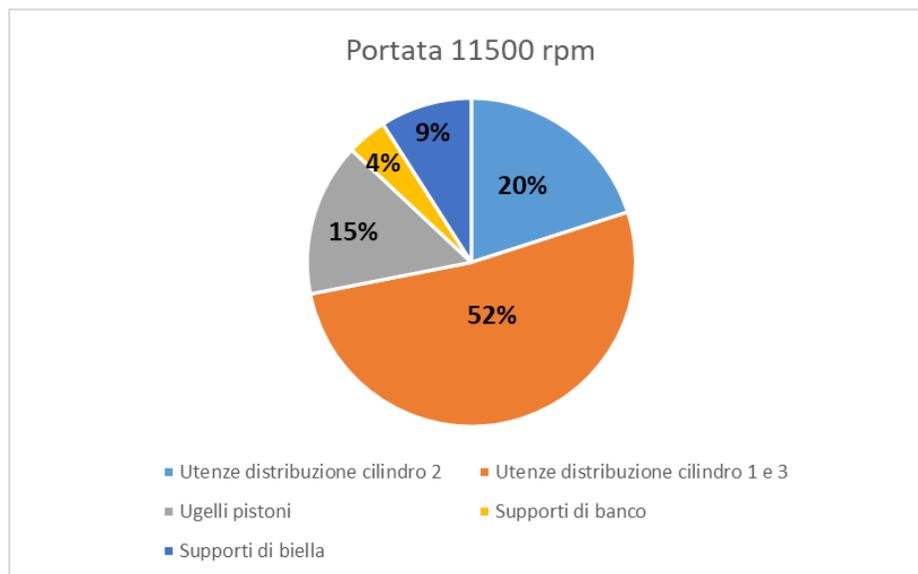


Figura 79: Portata assorbita da parte delle utenze del circuito di lubrificazione con il motore funzionante nel regime di velocità massima e intervento del limitatore

In ordine decrescente troviamo i componenti della distribuzione dei cilindri 1 e 3, a seguire quelli della distribuzione del cilindro 2, gli ugelli di raffreddamento dei pistoni, i supporti di biella e i supporti di banco.

Si consideri ora il caso mostrato in figura 80 e 81 dove sono riportate le curve di pressione e portata per il funzionamento a freddo del motore.

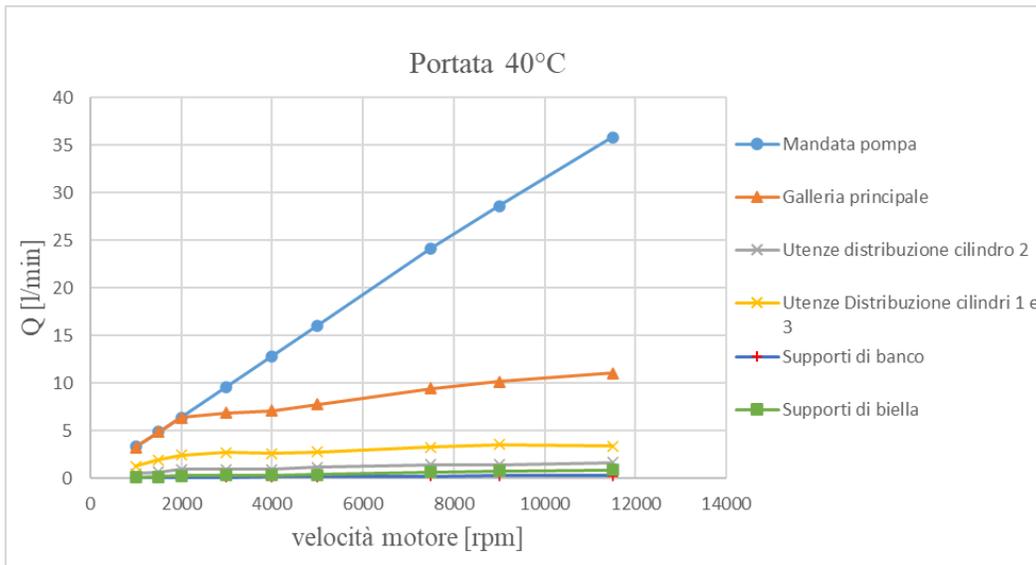


Figura 80: Risultati delle simulazioni in termini di portata inviata alle utenze per la temperatura di 40 °C al variare del numero di giri del motore

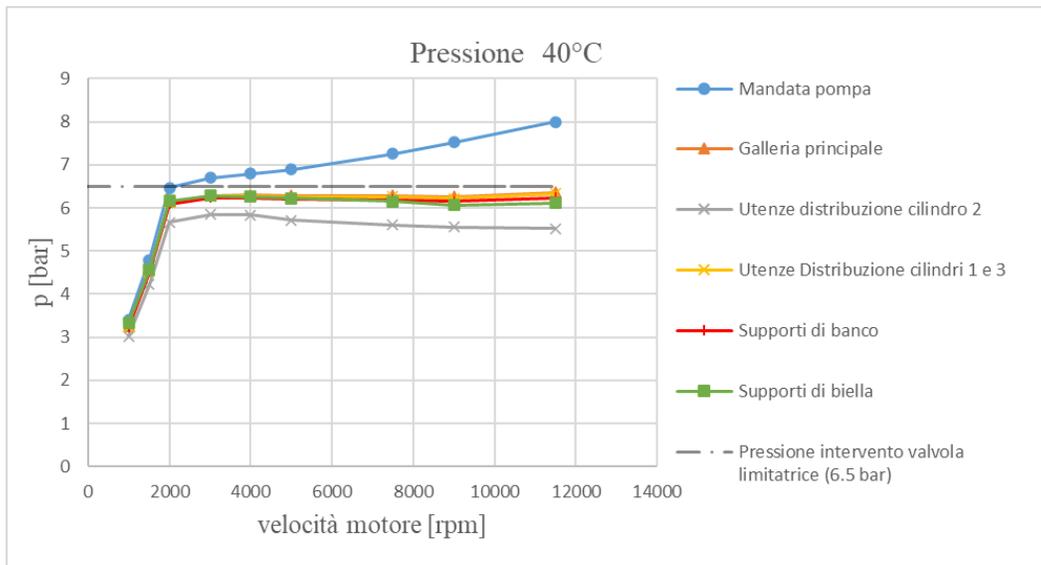


Figura 81: Risultati delle simulazioni in termini di pressione lungo il circuito di lubrificazione per la temperatura di 40 °C al variare del numero di giri del motore

La riduzione della temperatura da 90°C a 40°C genera un aumento della viscosità dell'olio e di conseguenza una maggiore resistenza al flusso. Infatti, a parità di velocità angolare, il livello di

pressione raggiunto a freddo è maggiore rispetto al caso di funzionamento a caldo e l'attivazione della valvola limitatrice è anticipata a numeri di giri inferiori. Vengono di seguito riportati i risultati ottenuti per le temperature di 110 °C e 135 °C.

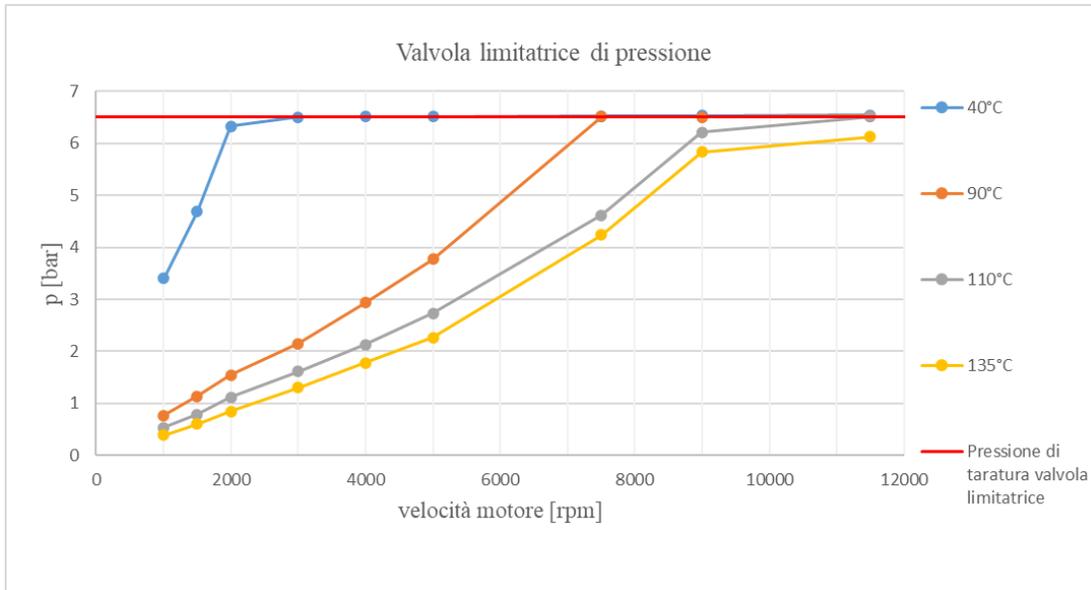


Figura 82: Risultati delle simulazioni in termini di portata inviata alle utenze per la temperatura di 110 °C al variare del numero di giri del motore

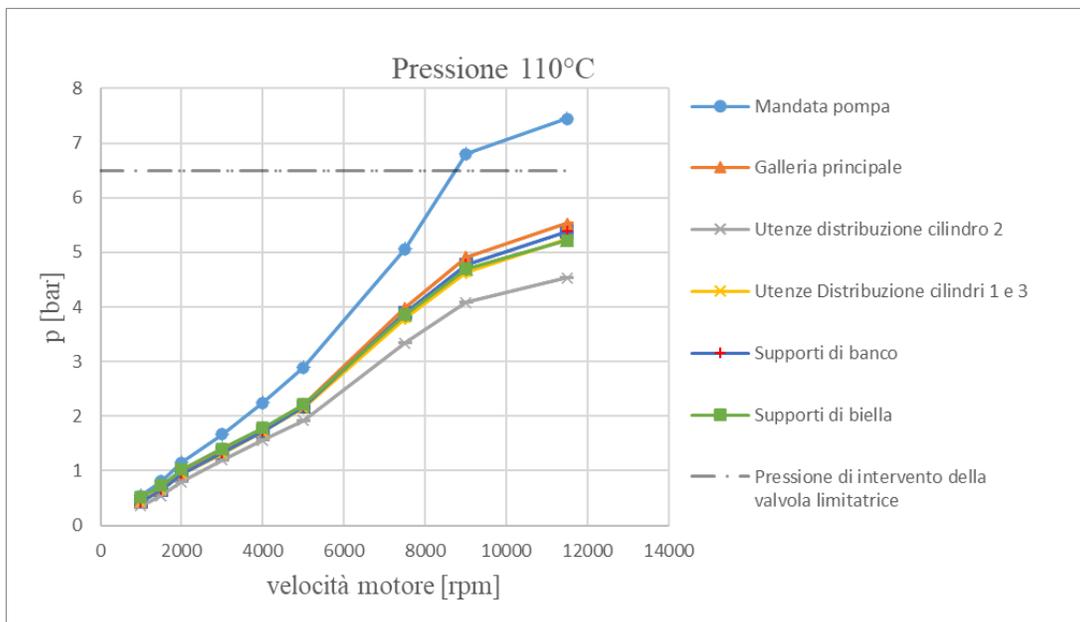


Figura 83: Risultati delle simulazioni in termini di pressione lungo il circuito di lubrificazione per la temperatura di 110 °C al variare del numero di giri del motore

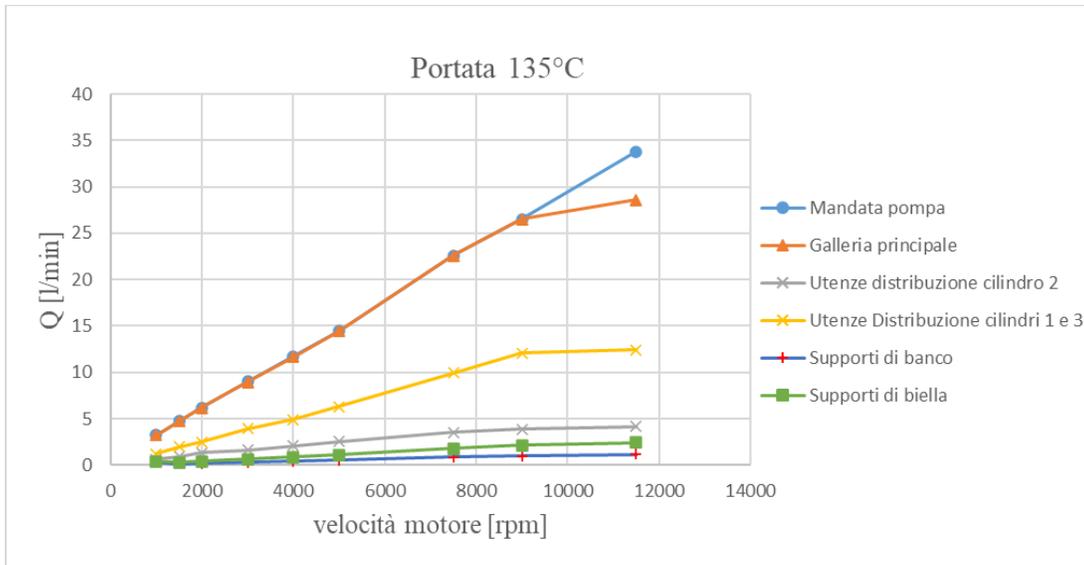


Figura 84: Risultati delle simulazioni in termini di portata inviata alle utenze per la temperatura di 135 °C al variare del numero di giri del motore

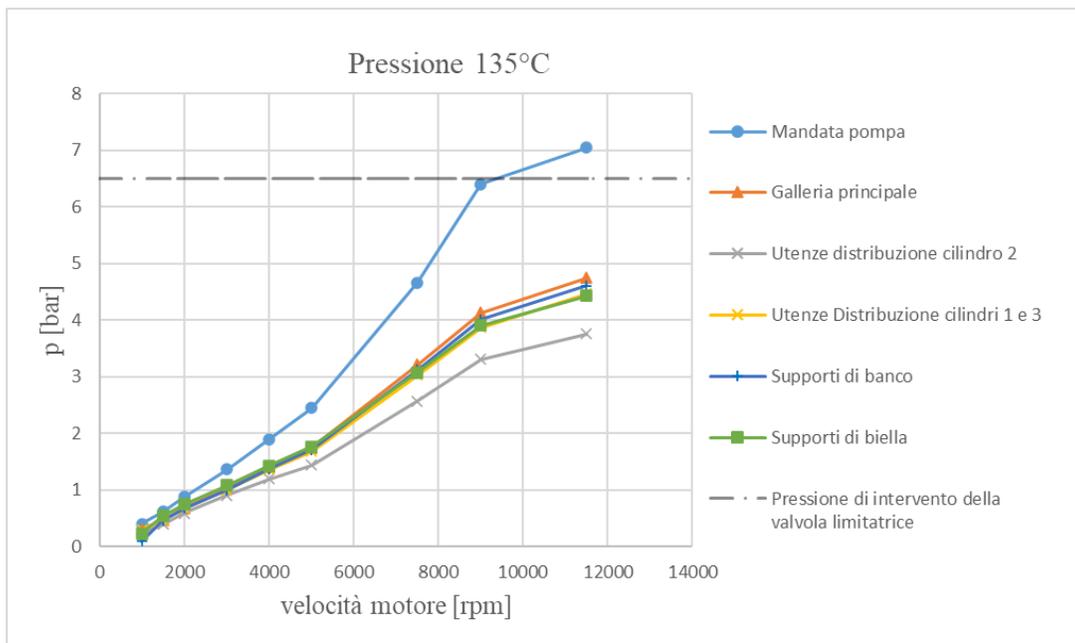


Figura 85: Risultati delle simulazioni in termini di pressione lungo il circuito di lubrificazione per la temperatura di 110 °C al variare del numero di giri del motore

Tabella 18: Valori di pressione e portata ottenuti dalle simulazioni su tutto il circuito di lubrificazione del motore Tesi V3 a 1000 rpm

Risultati simulazioni motore Tesi V3 -1000 rpm								
	40°C		90°C		110°C		135°C	
	Q(l/min)	p(bar)	Q(l/min)	p(bar)	Q(l/min)	p(bar)	Q(l/min)	p(bar)
Mandata pompa di alimentazione	3.29	3.41	3.22	0.78	3.2	0.54	3.219	0.4
Galleria principale	3.28	3.26	3.22	0.68	3.19	0.44	3.215	0.31
Alimentazione cilindro 2	0.47	3.02	0.65	0.58	0.65	0.36	0.64	0.24
Alimentazione cilindri 1 e 3	1.25	3.24	1.12	0.67	1.17	0.43	1.23	0.3
Supporti di banco	0.057	3.23	0.083	0.67	0.086	0.43	0.3	0.089
Supporti di biella	0.073	3.32	0.157	0.76	0.17	0.52	0.39	0.237

Tabella 19: Valori di pressione e portata ottenuti dalle simulazioni su tutto il circuito di lubrificazione del motore Tesi V3 a 1500 rpm

Risultati simulazioni motore Tesi V3 -1500 rpm								
	40°C		90°C		110°C		135°C	
	Q(l/min)	p(bar)	Q(l/min)	p(bar)	Q(l/min)	p(bar)	Q(l/min)	p(bar)
Mandata pompa di alimentazione	4.87	4.79	4.72	1.17	4.66	0.81	4.76	0.62
Galleria principale	4.86	4.55	4.71	1.01	4.66	0.66	4.75	0.47
Alimentazione cilindro 2	0.67	4.22	0.94	0.87	0.92	0.54	0.94	0.39
Alimentazione cilindri 1 e 3	1.95	4.53	1.8	1	1.87	0.65	1.98	0.46
Supporti di banco	0.1	4.51	0.13	1	0.13	0.65	0.14	0.46
Supporti di biella	0.14	4.56	0.26	1.08	0.28	0.73	0.31	0.54

Tabella 20: Valori di pressione e portata ottenuti dalle simulazioni su tutto il circuito di lubrificazione del motore Tesi V3 a 2000 rpm

Risultati simulazioni motore Tesi V3 -2000 rpm								
	40°C		90°C		110°C		135°C	
	Q(l/min)	p(bar)	Q(l/min)	p(bar)	Q(l/min)	p(bar)	Q(l/min)	p(bar)
Mandata pompa di alimentazione	6.38	6.47	6.14	1.59	6.04	1.15	6.18	0.88
Galleria principale	6.38	6.14	6.17	1.38	6.06	0.95	6.2	0.68
Alimentazione cilindro 2	0.9	5.67	1.24	1.18	1.27	0.8	1.31	0.59
Alimentazione cilindri 1 e 3	2.4	6.12	2.3	1.36	2.32	0.94	2.47	0.67
Supporti di banco	0.11	6.09	0.17	1.36	0.18	0.94	0.197	0.67
Supporti di biella	0.25	6.16	0.38	1.44	0.42	1.02	0.42	0.75

Tabella 21: Valori di pressione e portata ottenuti dalle simulazioni su tutto il circuito di lubrificazione del motore Tesi V3 a 3000 rpm

Risultati simulazioni motore Tesi V3 -3000 rpm								
	40°C		90°C		110°C		135°C	
	Q(l/min)	p(bar)	Q(l/min)	p(bar)	Q(l/min)	p(bar)	Q(l/min)	p(bar)
Mandata pompa di alimentazione	9.58	6.7	8.98	2.23	8.77	1.67	8.99	1.36
Galleria principale	6.88	6.29	8.96	1.89	8.76	1.35	8.98	1.03
Alimentazione cilindro 2	0.91	5.85	1.52	1.66	1.59	1.2	1.64	0.91
Alimentazione cilindri 1 e 3	2.72	6.27	3.83	1.86	3.75	1.32	3.95	1
Supporti di banco	0.12	6.24	0.22	1.86	0.25	1.33	0.28	0.83
Supporti di biella	0.29	6.29	0.52	1.93	0.58	1.4	0.64	1.08

Tabella 22: Valori di pressione e portata ottenuti dalle simulazioni su tutto il circuito di lubrificazione del motore Tesi V3 a 4000 rpm

Risultati simulazioni motore Tesi V3 -4000 rpm								
	40°C		90°C		110°C		135°C	
	Q(l/min)	p(bar)	Q(l/min)	p(bar)	Q(l/min)	p(bar)	Q(l/min)	p(bar)
Mandata pompa di alimentazione	12.8	6.79	11.66	3.05	11.41	2.24	11.7	1.9
Galleria principale	7.09	6.3	11.64	2.56	11.39	1.76	11.68	1.4
Alimentazione cilindro 2	0.91	5.84	1.95	2.28	2.01	1.56	2.1	1.2
Alimentazione cilindri 1 e 3	2.59	6.27	4.82	2.51	4.76	1.72	4.91	1.36
Supporti di banco	0.13	6.24	0.3	2.52	0.33	1.73	0.38	1.37
Supporti di biella	0.34	6.26	0.68	2.58	0.74	1.79	0.84	1.43

Tabella 23: Valori di pressione e portata ottenuti dalle simulazioni su tutto il circuito di lubrificazione del motore Tesi V3 a 5000 rpm

Risultati simulazioni motore Tesi V3 -5000 rpm								
	40°C		90°C		110°C		135°C	
	Q(l/min)	p(bar)	Q(l/min)	p(bar)	Q(l/min)	p(bar)	Q(l/min)	p(bar)
Mandata pompa di alimentazione	16.02	6.89	14.44	3.95	14.11	2.89	14.43	2.45
Galleria principale	7.78	6.28	14.46	3.26	14.13	2.22	14.43	1.75
Alimentazione cilindro 2	1.14	5.71	2.54	2.9	2.56	1.92	2.55	1.44
Alimentazione cilindri 1 e 3	2.76	6.25	6.12	3.18	6.07	2.15	6.3	1.68
Supporti di banco	0.16	6.21	0.4	3.21	0.43	2.18	0.49	1.71
Supporti di biella	0.38	6.22	0.84	3.25	0.91	2.22	1.09	1.77

Tabella 24: Valori di pressione e portata ottenuti dalle simulazioni su tutto il circuito di lubrificazione del motore Tesi V3 a 7500 rpm

Risultati simulazioni motore Tesi V3 -7500 rpm								
	40°C		90°C		110°C		135°C	
	Q(l/min)	p(bar)	Q(l/min)	p(bar)	Q(l/min)	p(bar)	Q(l/min)	p(bar)
Mandata pompa di alimentazione	24.14	7.25	22.83	6.77	22.56	5.06	22.56	4.66
Galleria principale	9.42	6.29	22.79	5.67	22.53	3.99	22.56	3.21
Alimentazione cilindro 2	1.42	5.6	3.78	5	3.63	3.34	3.51	2.57
Alimentazione cilindri 1 e 3	3.28	6.26	9.78	5.48	9.86	3.8	9.96	3.03
Supporti di banco	0.22	6.19	0.7	5.56	0.77	3.89	0.84	3.12
Supporti di biella	0.65	6.15	1.5	5.53	1.62	3.86	1.79	3.07

Tabella 25: Valori di pressione e portata ottenuti dalle simulazioni su tutto il circuito di lubrificazione del motore Tesi V3 a 9000 rpm

Risultati simulazioni motore Tesi V3 -9000 rpm								
	40°C		90°C		110°C		135°C	
	Q(l/min)	p(bar)	Q(l/min)	p(bar)	Q(l/min)	p(bar)	Q(l/min)	p(bar)
Mandata pompa di alimentazione	28.61	7.52	27.28	7.16	26.52	6.8	26.52	6.4
Galleria principale	10.14	6.26	23.24	5.78	26.48	4.91	26.51	4.13
Alimentazione cilindro 2	1.44	5.56	3.72	5.12	4	4.08	3.88	3.31
Alimentazione cilindri 1 e 3	3.55	6.23	10.24	5.58	11.99	4.64	12.09	3.87
Supporti di banco	0.25	6.15	0.7	5.67	0.93	4.78	1	4.01
Supporti di biella	0.77	6.07	1.58	5.62	1.97	4.7	2.14	3.91

Tabella 26: Valori di pressione e portata ottenuti dalle simulazioni su tutto il circuito di lubrificazione del motore Tesi V3 a 11500 rpm

Risultati simulazioni motore Tesi V3 -11500 rpm								
	40°C		90°C		110°C		135°C	
	Q(l/min)	p(bar)	Q(l/min)	p(bar)	Q(l/min)	p(bar)	Q(l/min)	p(bar)
Mandata pompa di alimentazione	35.81	8	34.6	7.55	33.8	7.45	33.8	7.05
Galleria principale	11.06	6.36	24.46	5.87	28.55	5.53	28.58	4.75
Alimentazione cilindro 2	1.66	5.52	3.9	5.12	4.25	4.53	4.13	3.76
Alimentazione cilindri 1 e 3	3.39	6.33	10.08	5.66	12.31	5.24	12.41	4.47
Supporti di banco	0.28	6.24	0.77	5.74	1.06	5.38	1.13	4.61
Supporti di biella	0.88	6.11	1.76	5.65	2.23	5.22	2.4	4.43

Infine è stata ricavata la cilindrata della pompa che garantisca il valore di 0.6 bar di pressione nella galleria principale nel caso peggiore di funzionamento detto “*hot idling*” [1], ovvero quando il veicolo è fermo con motore funzionante al minimo. In questo caso, il solo sistema di raffreddamento non è sufficiente a ridurre l’incremento di temperatura poiché manca l’effetto refrigerante della ventilazione dovuta al movimento. Il fluido subisce un’eccessiva riduzione della viscosità con conseguente crollo della pressione.

Per ottenere il valore di 0.6 bar nella galleria nel caso in esame la cilindrata della pompa deve essere circa 11 cm³/giro come mostrato nei risultati in figura 86.

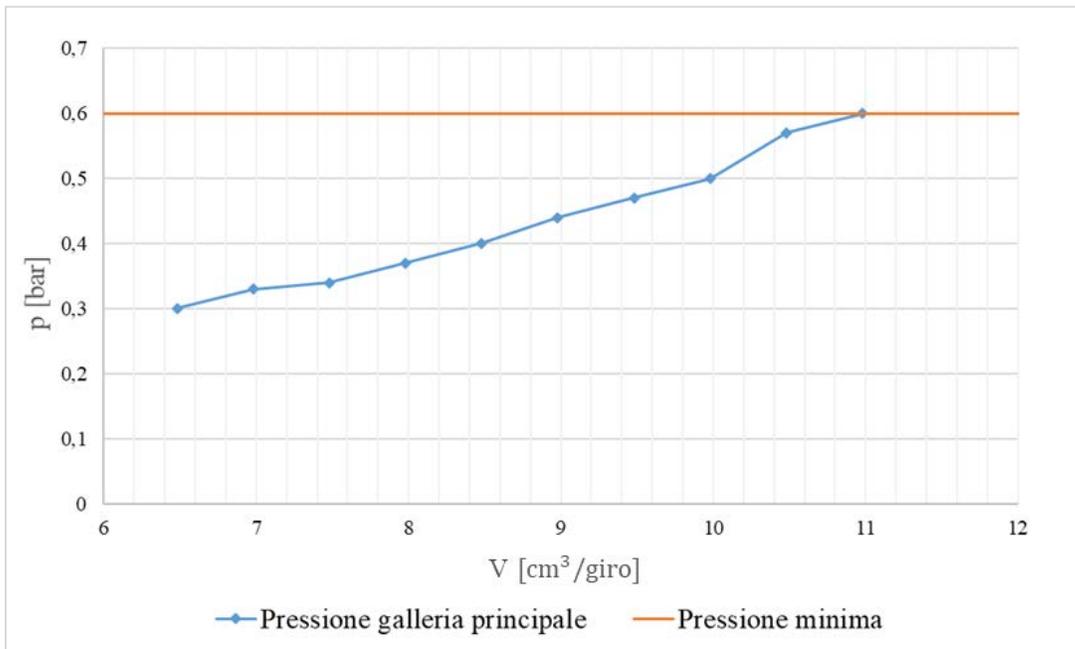


Figura 86: Risultati delle simulazioni per ricavare la cilindrata della pompa di alimentazione nella condizione di hot idling con motore al minimo e temperatura del fluido di 135 °C

4.2 Verifica della pompa di mandata ed eventuale utilizzo di una pompa a cilindrata variabile

Per effettuare la verifica della pompa di mandata è stato fondamentale il calcolo del rendimento volumetrico descritto nel paragrafo 3.3.3.1.

In questa fase è emersa una criticità durante l'analisi del profilo della distribuzione che avrebbe generato un funzionamento non efficiente della pompa di mandata. In figura 87 è mostrata una vista frontale dei profili della distribuzione nel momento in cui è terminata la fase di aspirazione e ha inizio la fase di mandata.

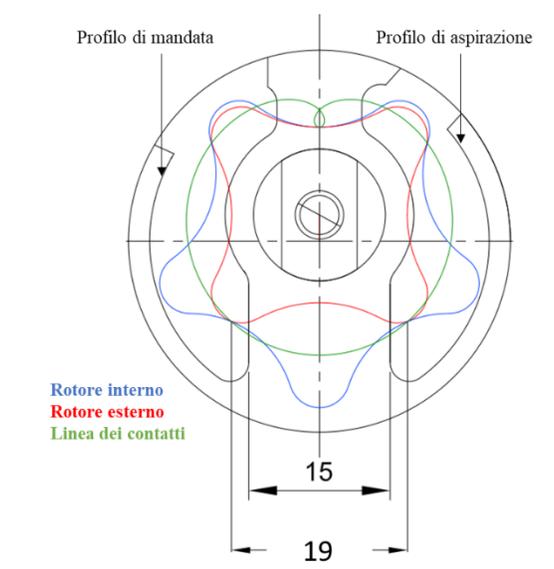


Figura 87: Vista frontale della pompa di alimentazione del circuito nella condizione di volume massimo

La quota di progetto tra i due spigoli di fine aspirazione e inizio mandata di 15 mm generava del riflusso di portata tra i due ambienti poiché scoperti del rotore esterno; per evitare il cortocircuito è stata individuata una distanza di 19 mm.

Successivamente, è stata valutata la convenienza sull'utilizzo di una pompa a cilindrata variabile rispetto alla soluzione con cilindrata fissa utilizzata nell'impianto di lubrificazione del motore.

In sintesi, la differenza fondamentale tra una pompa a cilindrata fissa e una a cilindrata variabile è la capacità di regolare la portata di fluido in base al carico e alla velocità di rotazione evitando l'intervento della limitatrice.

Per l'analisi si è scelto come elemento discriminante la potenza assorbita dalla valvola limitatrice e successivamente confrontata con la potenza assorbita dalla pompa, misurate inserendo dei sensori di potenza come mostrato in figura 88:

- Modello **PTR00** *power/energy/activity sensor* → sulla porta meccanica 3 della pompa di alimentazione
- Modello **POT01** *power/energy/activity sensor_hflow* → sulla bocca idraulica 2 della valvola limitatrice di pressione

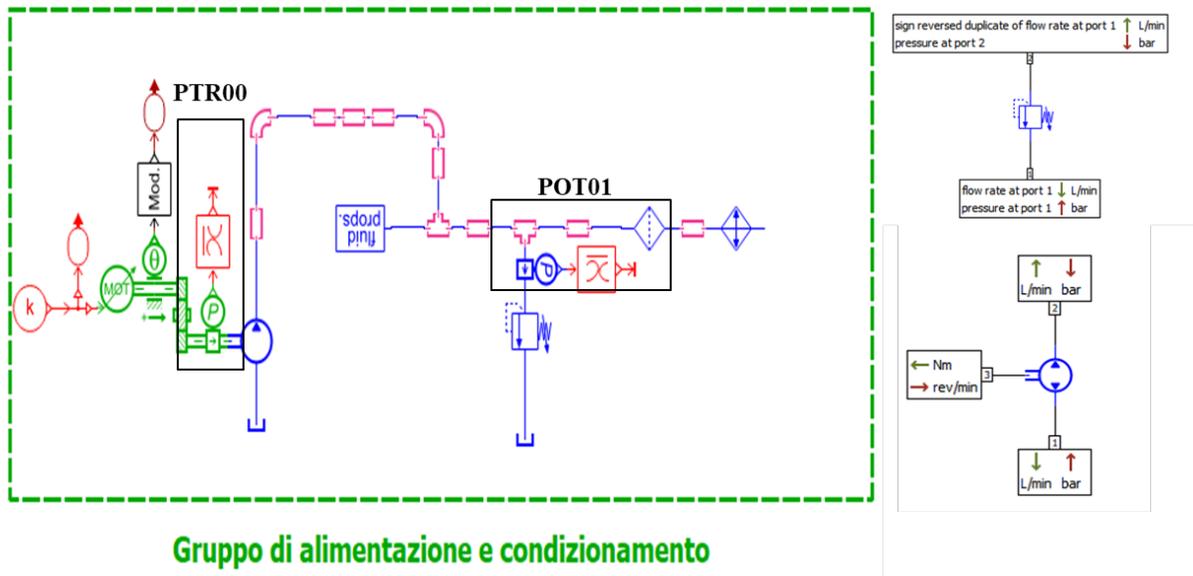


Figura 88: Collegamento dei sensori di potenza sul modello della pompa e della valvola limitatrice del circuito di lubrificazione per valutare la convenienza sull'utilizzo di una pompa a cilindrata variabile.

Osservando la figura 89, in entrambi i componenti sulle porte 1 e 3, le grandezze vengono trasmesse senza subire modifiche e il segnale di potenza $P(W)$ è calcolato e inviato in uscita sulla porta 2.

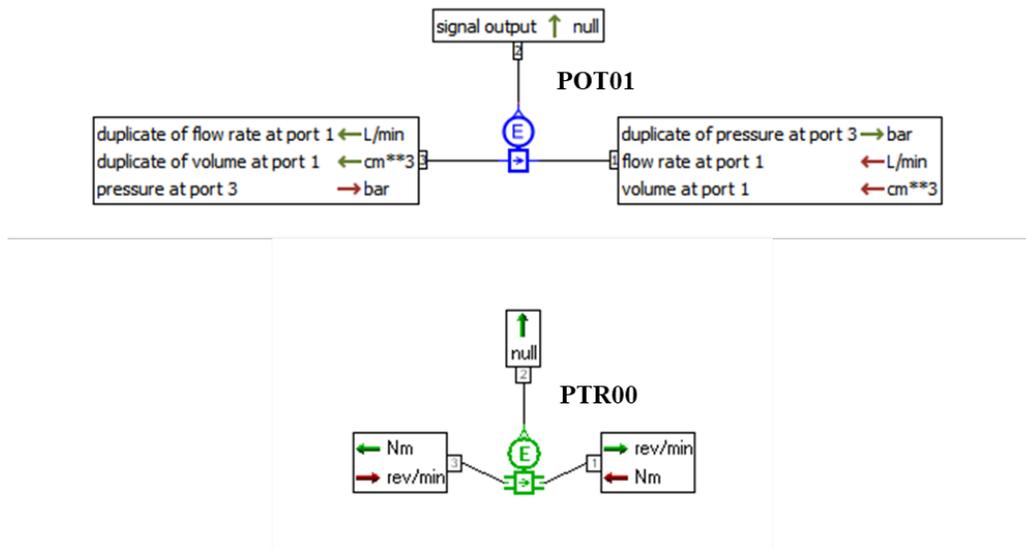


Figura 89: Modelli POT01 e PTR00 inseriti rispettivamente sulla valvola limitatrice e sull'albero della pompa per misurare la potenza

Il modello **PTR00** utilizza l'equazione 28 [7], mentre il modello **POT01** utilizza la 29 [8] di seguito riportate:

$$P = C * w \quad (28)$$

dove C è la coppia e w la velocità di rotazione

$$P = -(p - p_{atm}) * Q \quad (29)$$

dove Q è la portata, p la pressione e p_{atm} la pressione atmosferica.

In figura 90 sono riportati i livelli di pressione registrati sulla valvola limitatrice.

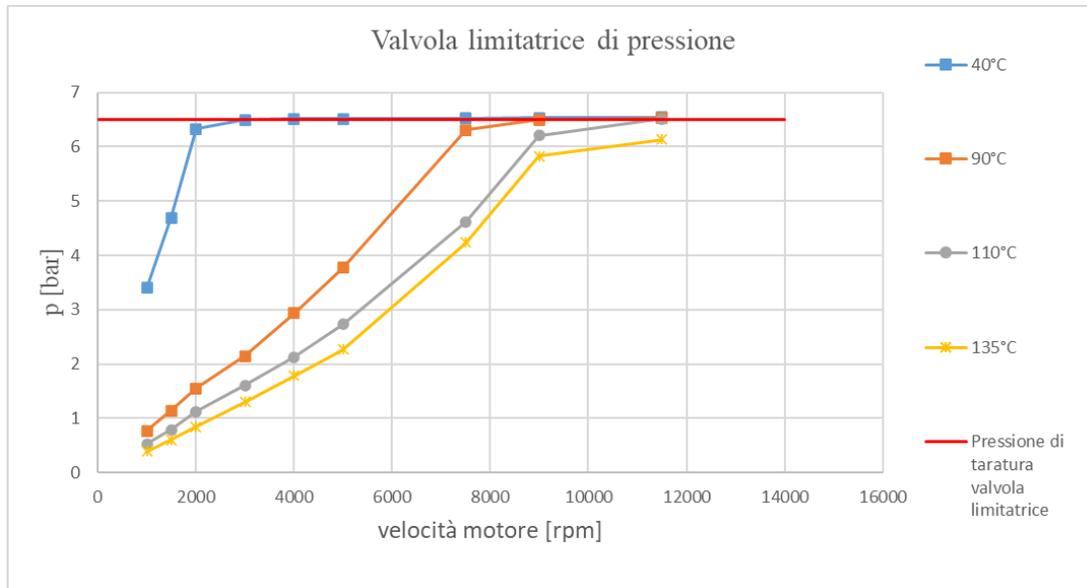


Figura 90: Livelli di pressione misurati sulla valvola limitatrice in funzione della velocità angolare del motore e della temperatura del fluido

Si osserva che l'incremento di temperatura produce una riduzione della pressione e l'intervento della valvola avviene a velocità più elevate.

Dal punto di vista fisico la viscosità del fluido si riduce e la permeabilità del circuito aumenta.

Valutando le potenze calcolate dai sensori **POT01** e **PTR00**, si esclude la necessità di impiegare una pompa a cilindrata variabile nel circuito di lubrificazione del motore.

Calcolando il peso in percentuale della potenza dissipata dalla valvola rispetto alla potenza assorbita dalla pompa, si ottengono valori elevati nel funzionamento a freddo a partire da 4000 rpm in su come mostrato in figura 91, mentre all'aumentare della temperatura, l'azionamento della valvola avviene in condizioni più critiche rispetto alla precedente ma con un peso in termini di potenza ridotto, ad esempio:

7500 rpm (1%) → regime di coppia massima

11500 rpm (26%) → regime di velocità massima

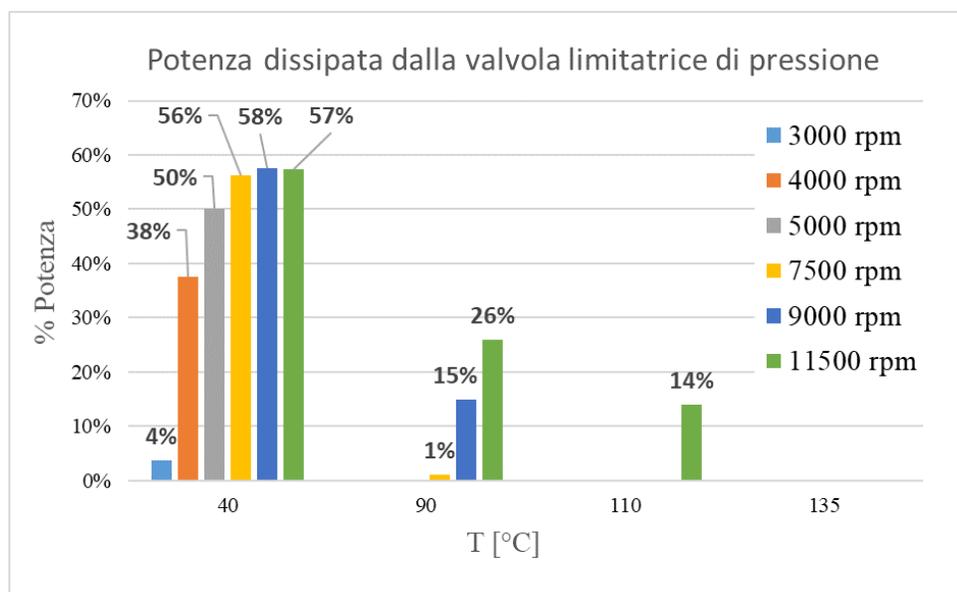


Figura 91: Percentuale di potenza dissipata dalla valvola limitatrice rispetto alla potenza assorbita dalla pompa di alimentazione in funzione del numero di giri del motore e della temperatura del fluido

4.3 Definizione della pressione di apertura dei getti di raffreddamento dei pistoni

Come descritto nel paragrafo 2.1.6, i getti di raffreddamento dei pistoni PJ1, PJ2 e PJ3 sono stati modellati come valvole di non ritorno e dimensionati per garantire l'apertura per pressioni di 1 bar. La verifica è stata eseguita a temperatura di regime (90°C) e in tutto il campo di velocità di funzionamento del motore.

I risultati delle simulazioni sono mostrati in figura 92, dove è rappresentata la pressione in ingresso nel corpo valvola del getto e la portata di refrigerante diretta nella parte inferiore dello stantuffo.

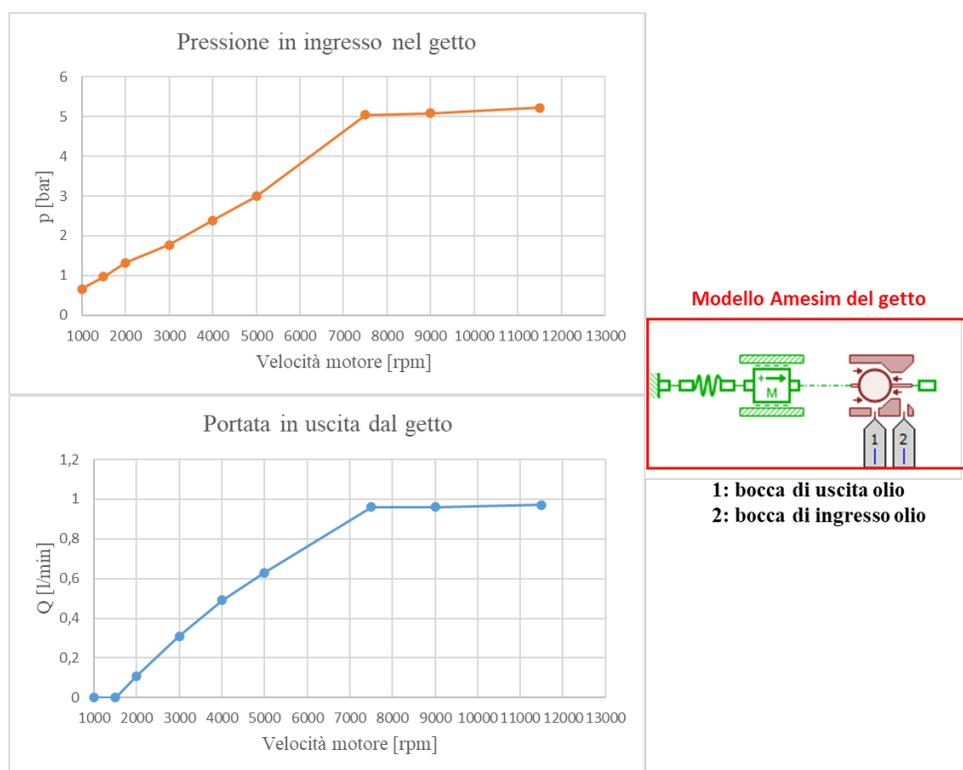


Figura 92: Livelli di pressione in apertura sui getti di raffreddamento dei pistoni e portata in uscita

In questa condizione di funzionamento, l'efflusso dai getti avviene a partire da 2000 rpm dove si ha un valore di pressione pari a 1.32 bar.

Vengono di seguito riportati in tabella 27 i valori ottenuti variando la velocità di rotazione del motore e la temperatura del fluido:

Tabella 27: Valori di pressione di apertura e portata in uscita dai getti PJ1, PJ2 e PJ3 ottenuti dalle simulazioni

Temperatura 40°C						
Velocità di rotazione del motore (rpm)	PJ1		PJ2		PJ3	
	p (bar)	Q(l/min)	p (bar)	Q(l/min)	p (bar)	Q(l/min)
1000	3.2	0.27	3	0.26	3.2	0.27
1500	4.39	0.42	4.23	0.41	4.39	0.42
2000	5.94	0.61	5.72	0.58	5.9	0.61
3000	6.07	0.62	5.86	0,6	6.07	0.62
4000	6.08	0.62	5.86	0.6	6.08	0.62
5000	6.05	0.62	5.85	0.6	6.04	0.62
7500	6.01	0.62	5.86	0.6	6	0.62
9000	5.97	0.62	5.82	0.6	5.94	0.62
11500	6.06	0.62	5.92	0.61	6.06	0.62
Temperatura 90°C						
Velocità di rotazione del motore (rpm)	PJ1		PJ2		PJ3	
	p (bar)	Q(l/min)	p (bar)	Q(l/min)	p (bar)	Q(l/min)
1000	0.66	0	0.65	0	0.66	0
1500	0.97	0	0.96	0	0.97	0
2000	1.32	0.11	1.31	0.1	1.32	0.11
3000	1.77	0.31	1.79	0.32	1.77	0.31
4000	2.39	0.49	2.43	0.51	2.39	0.49
5000	3	0.63	3.1	0.65	3	0.63
7500	5.04	0.96	5.42	0.96	5.07	0.96
9000	5.09	0.96	5.5	0.97	5.2	0.96
11500	5.22	0.97	5.61	0.99	5.22	0.97
Temperatura 110°C						
Velocità di rotazione del motore (rpm)	PJ1		PJ2		PJ3	
	p (bar)	Q(l/min)	p (bar)	p (bar)	Q(l/min)	p (bar)
1000	0.43	0	0.42	0	0.43	0
1500	0.62	0	0.62	0	0.62	0
2000	0.91	0	0.91	0	0.91	0
3000	1.25	0.07	1.29	0.11	1.25	0.07
4000	1.62	0.28	1.68	0.31	1.62	0.28
5000	2	0.42	2.12	0.46	2	0.42
7500	3.36	0.73	3.82	0.8	3.36	0.73
9000	3.98	0.82	4.7	0.92	3.98	0.82
11500	4.54	0.89	5.3	0.99	4.55	0.89
Temperatura 135°C						
Velocità di rotazione del motore (rpm)	PJ1		PJ2		PJ3	
	p (bar)	Q(l/min)	p (bar)	p (bar)	Q(l/min)	p (bar)
1000	0.29	0	0.29	0	0.29	0
1500	0.44	0	0.44	0	0.44	0
2000	0.64	0	0.64	0	0.65	0

3000	0.93	0	0.9	0	0.93	0
4000	1.25	0.1	1.35	0.16	1.25	0.1
5000	1.5	0.25	1.69	0.33	1.5	0.25
7500	2.59	0.57	3.08	0.67	2.59	0.57
9000	3.21	0.66	3.96	0.8	3.21	0.66
11500	3.77	0.73	4.56	0.87	3.77	0.73

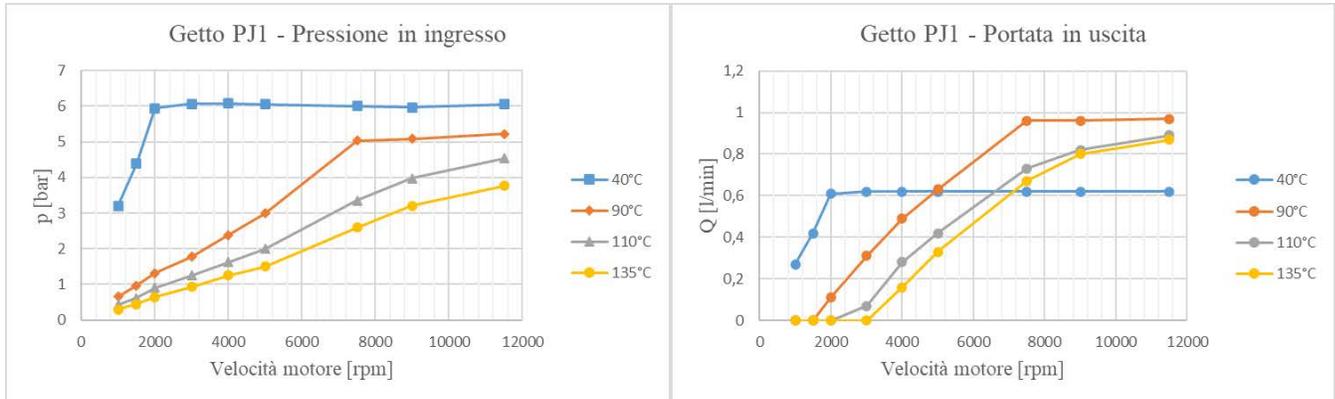


Figura 93: Valori di pressione e portata per il getto di raffreddamento PJ1

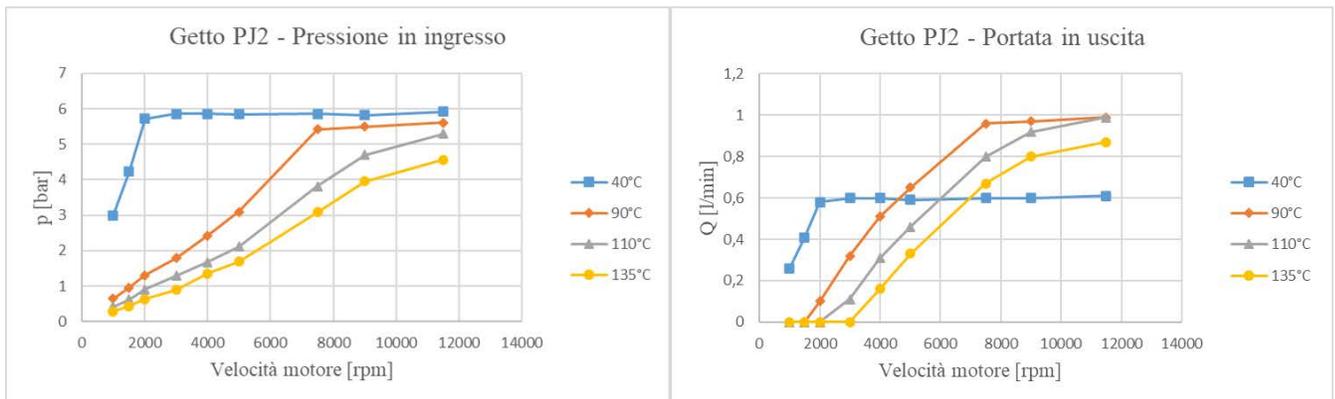


Figura 94: Valori di pressione e portata per il getto di raffreddamento PJ2

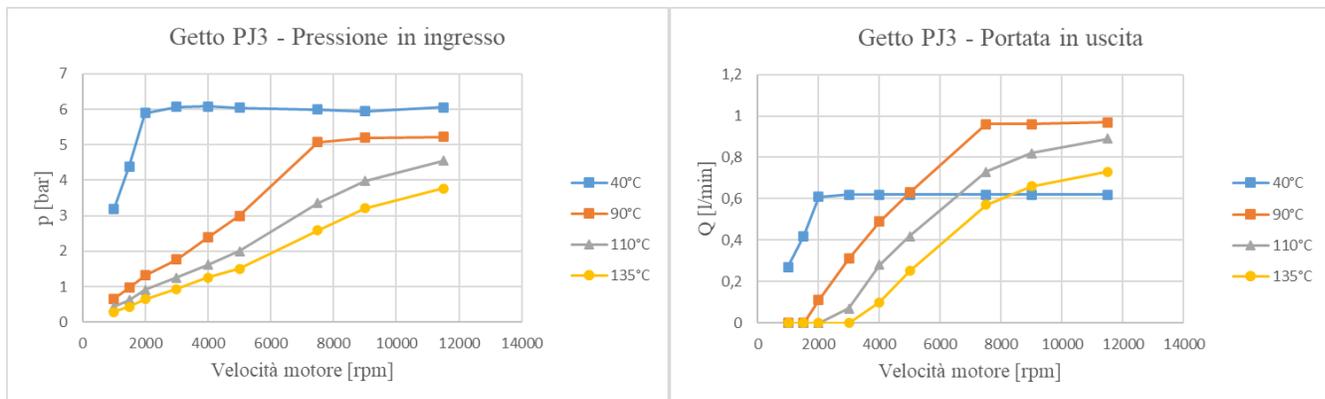


Figura 95: Valori di pressione e portata per il getto di raffreddamento PJ3

Conclusioni

Condividendo i risultati ottenuti dalle simulazioni con l'azienda che ha progettato il motore Tesi V3, si è giunti alla conclusione che le prestazioni del circuito rispettano qualitativamente quanto desiderato.

Ovviamente, la bontà del modello realizzato in Amesim verrà confermata successivamente a seguito delle prove sperimentali che non fanno parte dell'attività di tesi.

La verifica dei livelli di pressione e di portata lungo tutto il circuito di lubrificazione ha permesso di stabilire il comportamento dell'impianto al variare delle condizioni operative del motore e della temperatura del fluido di lavoro.

In questa prima analisi è emersa una criticità nel funzionamento di *"hot idling"*, ovvero motore al minimo (1000 rpm) e temperatura massima (135 °C), in quanto il livello di pressione minimo voluto nella galleria principale corrisponde a 0.6 bar, mentre con la cilindrata attuale della pompa si ha 0.3 bar. Dalle simulazioni si è giunti al valore di cilindrata ottimo per soddisfare questa esigenza, ovvero passare da 6.48 cm³/giro a circa 11 cm³/giro.

La verifica della pompa di alimentazione ha permesso di ottimizzare il suo funzionamento a seguito della correzione della geometria della distribuzione e il calcolo del rendimento volumetrico, escludendo la possibilità di sostituirla con una pompa a cilindrata variabile; infatti nel funzionamento a regime termico del motore (90°C), il confronto tra la potenza assorbita dalla valvola limitatrice di pressione rispetto a quella assorbita dalla pompa di alimentazione ha un peso in percentuale irrilevante. La valvola introduce dissipazioni importanti in termini di potenza nel funzionamento a freddo (40°C), dovuti all'elevata viscosità del fluido e alla bassa permeabilità del circuito.

Infine, con le simulazioni sui getti di raffreddamento dei pistoni per la temperatura di regime è stato identificato il numero di giri per cui si ha l'apertura, ovvero a 2000 rpm. In questo caso, si conferma che le molle che costituiscono il corpo valvola dei getti, dimensionate con precarico di 1 bar, risultano adatte per mantenere gli ugelli chiusi al minimo (1000 rpm) come desiderato.

Diversamente avviene a freddo, poiché l'aumento della viscosità dell'olio determina un incremento delle pressioni raggiungendo livelli superiori a 1 bar e di conseguenza si avrà apertura dei getti a partire da 1000 rpm.

Bibliografia

Testi

[1] Nervegna, N., Rundo, M.: Passi nell'Oleodinamica, Epics Edizioni, Collana Politeko, Torino, 2020, ISBN 978-88-94802-15-3.

Tesi

[2] Furno, F.: Analisi e simulazione del circuito di lubrificazione nei motori a combustione interna, Tesi di dottorato di ricerca del dipartimento di energetica, Politecnico di Torino, 2005.

[3] Emanuele di Torralta, G.: Analisi e simulazione di un circuito di lubrificazione per un propulsore di origine motociclistica, Tesi di Laurea in Ingegneria dell'Autoveicolo, Politecnico di Torino, 2010.

Manuali Software

[4] Manuale Amesim: "Simcenter Amesim Quick Start guide"; Amesim Help.

[5] Manuale Amesim: "Hydraulic Resistance Library"; Amesim Help.

[6] Manuale Amesim: "Hydraulic Component Design Library"; Amesim Help

[7] Manuale Amesim: "Hydraulic Library"; Amesim Help.

[8] Manuale Amesim: "1D Mechanical Library"; Amesim Help.